



TESIS - TM 142501

**STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN DAN
PEMBAKARAN PADA *TANGENTIALLY FIRED*
PULVERIZED COAL BOILER DENGAN
MENGUNAKAN *OXY-FUEL* PADA KASUS *COAL*
BLENDING ANTARA *MEDIUM RANK COAL (MRC)*
DAN *LOW RANK COAL (LRC)***

**RINA FEBYANASARI
NRP. 2112 2048 07**

**Dosen Pembimbing
Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.**

**PROGRAM MAGISTER
BIDANG STUDI REKAYASA ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2014**



THESIS - TM 142501

**NUMERICAL STUDY OF FLOW AND COMBUSTION
CHARACTERISTICS IN A TANGENTIALLY FIRED
PULVERIZED COAL BOILER USING OXY-FUEL IN
THE CASE OF COAL BLENDING BETWEEN
MEDIUM RANK COAL (MRC) AND LOW RANK
COAL (LRC)**

**RINA FEBYANASARI
NRP. 2112 204 807**

**Advisor:
Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.**

**MASTER PROGRAMME
FIELD STUDY OF ENERGY ENGINEERING
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2014**

**Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)**

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**RINA FEBYANASARI
NRP. 2112 2048 07**

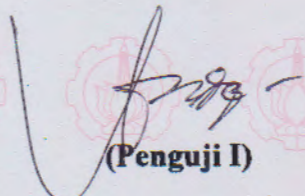
**Tanggal Ujian : 26 Januari 2015
Periode Wisuda : Maret 2015**

Disetujui oleh:

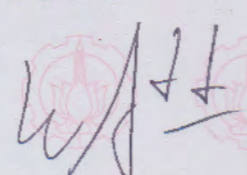
**1. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.
NIP.1971 0405 1997 0210 01**


(Pembimbing)

**2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.
NIP. 1953 1219 1981 0310 01**


(Penguji I)


**3. Ary Bachtiar K.P., S.T., M.T., Ph.D.
NIP. 1971 0524 1997 0210 01**


(Penguji II)

**4. Dr. Bambang Arif D., S.T., M.Sc.Eng.
NIP.1978 0401 2002 1210 01**


(Penguji III)

Direktur Program Pascasarjana,


**Prof. Dr. Ir. Adi Soeprijanto, M.T.
NIP. 1964 0405 1990 0210 01**



STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN DAN PEMBAKARAN PADA *TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL BOILER* DENGAN MENGGUNAKAN *OXY-FUEL* PADA KASUS *COAL BLENDING* ANTARA *MEDIUM RANK COAL* (MRC) DAN *LOW RANK COAL* (LRC)

Nama Mahasiswa : Rina Febyanasari

NRP : 2112 2048 07

Pembimbing : Dr. Wawan Aries Widodo, ST., M.T

ABSTRAK

Program *Carbon Capture and Storage* (CCS) adalah suatu teknologi baru untuk mengurangi emisi gas buang CO_2 ke atmosfer. Pembakaran *oxy-fuel* merupakan salah satu teknologi yang menjanjikan untuk mengaktifkan *Carbon Capture and Storage* (CCS) pada pembangkit listrik berbahan bakar batubara, baik yang telah ataupun yang akan beroperasi.

Dalam rangka mendukung program Pemerintah terkait isu lingkungan yaitu pengurangan emisi CO_2 dengan teknologi pemanfaatan batubara yang ramah lingkungan, maka dalam penelitian ini akan dilakukan studi numerik pengaruh penggunaan teknologi *oxy-fuel combustion* pada pembangkit listrik yang telah beroperasi dengan kondisi *coal blending* antara *medium rank coal* (MRC) dan *low rank coal* (LRC). Pembangkit yang akan dianalisa adalah PLTU Rembang dengan kondisi operasi, pembakaran menggunakan udara dengan konsentrasi nitrogen 79% dan oksigen 21% (*air-coal*) serta perbandingan batubara 50%:50% untuk LRC (*mill B* dan *C*) dan MRC (*mill A* dan *D*) dengan konfigurasi sesuai kondisi aktual.

Penelitian dilakukan dengan pemodelan menggunakan perangkat lunak *Computational Fluid Dynamics* (CFD) komersial yang mensimulasikan pembakaran dengan variasi prosentase volume oksigen yang di injeksikan pada udara bakar di bagian LRC berdasarkan literatur yang ada, yaitu menjadi 25% volume oksigen (*Oxy25-coal*) dan 30% volume oksigen (*Oxy30-coal*). Simulasi menggunakan *software Gambit 2.4.6* dan *ANSYS Fluent 13.0* untuk permodelan *boiler*. Hasil yang diperoleh dari penelitian, disimpulkan bahwa variasi udara pembakaran *oxy30-coal* adalah yang direkomendasikan diantara *air-coal* dan *oxy25-coal*. Dengan variasi *oxy30-coal*, diperoleh komposisi gas buang CO_2 24.29%, gas CO 0.035% dan NO_x 0.236%. Sedangkan untuk temperatur *outlet furnace* mencapai suhu 2056.46 K dan *outlet boiler* 630.93 K.

Kata kunci : *carbon capture and storage, oxy-fuel, coal blending, low rank coal, medium rank coal, Computational Fluid Dynamics*



NUMERICAL STUDY OF FLOW AND COMBUSTION CHARACTERISTICS IN A TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL BOILER USING OXY-FUEL IN THE CASE OF COAL BLENDING BETWEEN MEDIUM RANK COAL (MRC) AND LOW RANK COAL (LRC)

Name : Rina Febyanasari
NRP : 2112 2048 07
Supervisor : Dr. Wawan Aries Widodo, ST., M.T

ABSTRACT

Carbon Capture and Storage (CCS) program is a present technology to reduce CO₂ emission to the atmosphere. Oxy-fuel combustion is one of technology that ensure to implement CCS program to the coal fired power plant, oxy-fuel can be implemented to whether existing or new power plant.

Green Coal Technology is one of method to support government program regarding enviromental issue to reduce CO₂ emission. This research using numerical method to study the effect of oxy-fuel combustion technology implemented in power plant using coal blending between MRC and LRC. Data which used in this research are based on operational data at Rembang power plant, air content in combustion are 21% oxygen and 79% nitrogen (air-coal) with ratio of LRC and MRC is 50%:50% and the configuration of coal based on actual condition.

Computational Fluid Dynamic (CFD) using in this research to simulate the combustion with various precentage oxygen that inject to air combustion in LRC side. There are two method oxygen injection that presented in this research, which is 25% and 30% volume. GAMBIT 2.4.6 and Fluent 13.0 are use to modelling and simulating Boiler in this research. The results obtained from this study, it was concluded that the variations oxy30-coal combustion air is recommended between the air-coal and oxy25-coal. The contents of flue gas that produced by oxy30-coal consist of CO₂ 24.29%, CO 0.035% and NO_x 0.236%. Whereas for the outlet furnace temperature reaches 2056.46 K and the outlet boiler 630.93 K.

Keywords : carbon capture and storage, oxy-fuel, coal blending, low rank coal, medium rank coal, Computational Fluid Dynamics



KATA PENGANTAR

Assalamu'alaykum Warohmatullahi Wabarokatuh

Alhamdulillah segala puji dan syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa ALLOH SWT, Tuhan semesta alam yang selalu memberi kasih sayang tiada tara pada penulis hingga mampu menyelesaikan Thesis dengan judul:

“Studi Numerik Karakteristik Aliran dan Pembakaran pada *Tangentially Fired Pulverized Coal Boiler* dengan menggunakan *Oxy-fuel* pada kasus *coal blending* antara *Medium Rank Coal* (MRC) dan *Low Rank Coal* (LRC)”

Shalawat dan salam semoga selalu tercurah kepada junjungan Kami, Rasulullah Muhammad SAW yang telah menjelaskan Al-Qur'an dengan ucapan, sikap dan keteladanan.

Penulis menyadari bahwa dalam penyelesaian thesis ini tidak lepas dari bantuan dan dorongan dari berbagai pihak. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis menghaturkan ucapan terima kasih dan penghargaan setinggi-tingginya kepada :

1. Kedua Orang Tua saya yang tercinta dan tersayang,
Ayahanda H. Mas Roedianto & Ibunda Hj. Susyatiningsih, sebagai kedua orang tua yang selalu mencurahkan kasih sayang dan dukungannya sampai sekarang dan seterusnya, tanpa syarat apapun. Semoga selalu dalam keadaan sehat wal 'afiat dan bahagia, selalu dalam Lindungan serta Kasih Sayang ALLOH SWT.
2. Saudara-Saudariku yang tercinta dan tersayang,
Mas Yudi Setiawan, Mbak Indra Kusuma Damayanti, Mas Daniar Adi Wijaya dan Dek Wheni Ardhiana Wati yang telah memberikan kebahagiaan dan semangat tersendiri, yang selalu ada di segala situasi dan kondisi penulis, dan menerima semua kekurangan dan kelemahan penulis. Terima kasih, semoga selalu disayang ALLOH SWT dan dalam Lindungan Nya.
3. Pak Poh Ir, terima kasih buat semuanya. Semangat dan doa Pak Poh buat keponakannya sangat berarti. Sehat selalu dan semoga dalam Lindungan serta Kasih Sayang ALLOH SWT.
4. Saudara-Saudari Iparku, terima kasih buat semuanya selama ini. Semoga selalu dalam Lindungan dan Kasih Sayang ALLOH SWT. Keponakanku tersayang dan tercinta, Kakak Fadhil, Adek Nouval Zaidan, semoga jadi anak yang Sholeh. Mbak Zahra dan Mbak Zaneet, semoga jadi anak yang Sholehah. Semoga kalian semua dijadikan hambaNya yang taat, taqwa dan ber



bakti kepada kedua Orang Tua, dijadikan orang sukses yang berilmu dan berakhlak serta selalu beruntung dan bahagia. Dijadikan Kebanggaan dan Kebahagiaan Keluarga dan Agama, Aamiin.

5. Suamiku tercinta dan tersayang, Eko Hari Cahyono. Terima kasih untuk semua pengertian, perhatian, semangat dan kasih sayangnya selama ini. Semoga kita berdua dijadikan pasangan Dunia Akhirat dan diberikan Keturunan yang Sholeh juga Sholehah, sehat jasmani rohani, sempurna lahir batin dan jadi Kebanggaan serta Kebahagiaan Keluarga dan Agama, Aamiin.

6. Kedua Mertua saya yang tercinta & tersayang, Ayah Munawar dan Ibu Sukarwati. Terima kasih untuk kasih sayang dan perhatiannya selama ini. Semoga selalu dalam Lindungan dan kasih Sayang ALLOH SWT. Semoga saya bisa jadi menantu yang Sholeha, menantu yang baik, seperti doa Ibu dan Bapak selama ini. Aamiin

7. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT., selaku dosen pembimbing yang telah membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Thesis ini. Terima kasih buat kesabaran dan keteladanan Bapak selama ini, semoga disayang ALLOH SWT.

8. Bapak Dr.Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E., selaku dosen penguji yang memberi banyak arahan dan masukan serta kritikan yang sangat membangun. Terima kasih untuk perhatian dan pengertian Bapak.

9. Bapak. Ary Bachtiar Krishna Putra, ST., MT., Ph.D., selaku dosen penguji yang memberi banyak arahan dan masukan serta kritikan yang sangat membangun. Terima kasih untuk perhatian dan pengertian Bapak.

10. Bapak Dr. Bambang Arif D, ST., M.Sc.Eng., selaku dosen penguji yang memberi banyak arahan dan masukan serta kritikan yang sangat membangun. Terima kasih untuk perhatian dan pengertian Bapak.

11. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D selaku dosen wali dan juga sebagai Ketua Jurusan Program Studi S2 Teknik Mesin FTI-ITS yang memberi banyak arahan, masukan serta bimbingan baik pada masa perkuliahan maupun pada penyelesaian Thesis ini. Terima kasih untuk perhatian dan pengertian Bapak.

12. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng., selaku Sekretaris Jurusan Program Studi S2 Teknik Mesin FTI-ITS yang memberi banyak arahan, masukan serta bimbingan baik pada masa perkuliahan maupun pada penyelesaian Thesis ini. Terima kasih untuk perhatian Bapak.

13. Bapak Ir Bambang Pramujati MSc, PhD., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.

14. Bapak Nur Ikhwan, ST., MT., selaku dosen yang banyak memberikan ilmu pengetahuan dan pencerahan pada pengerjakan Thesis ini.



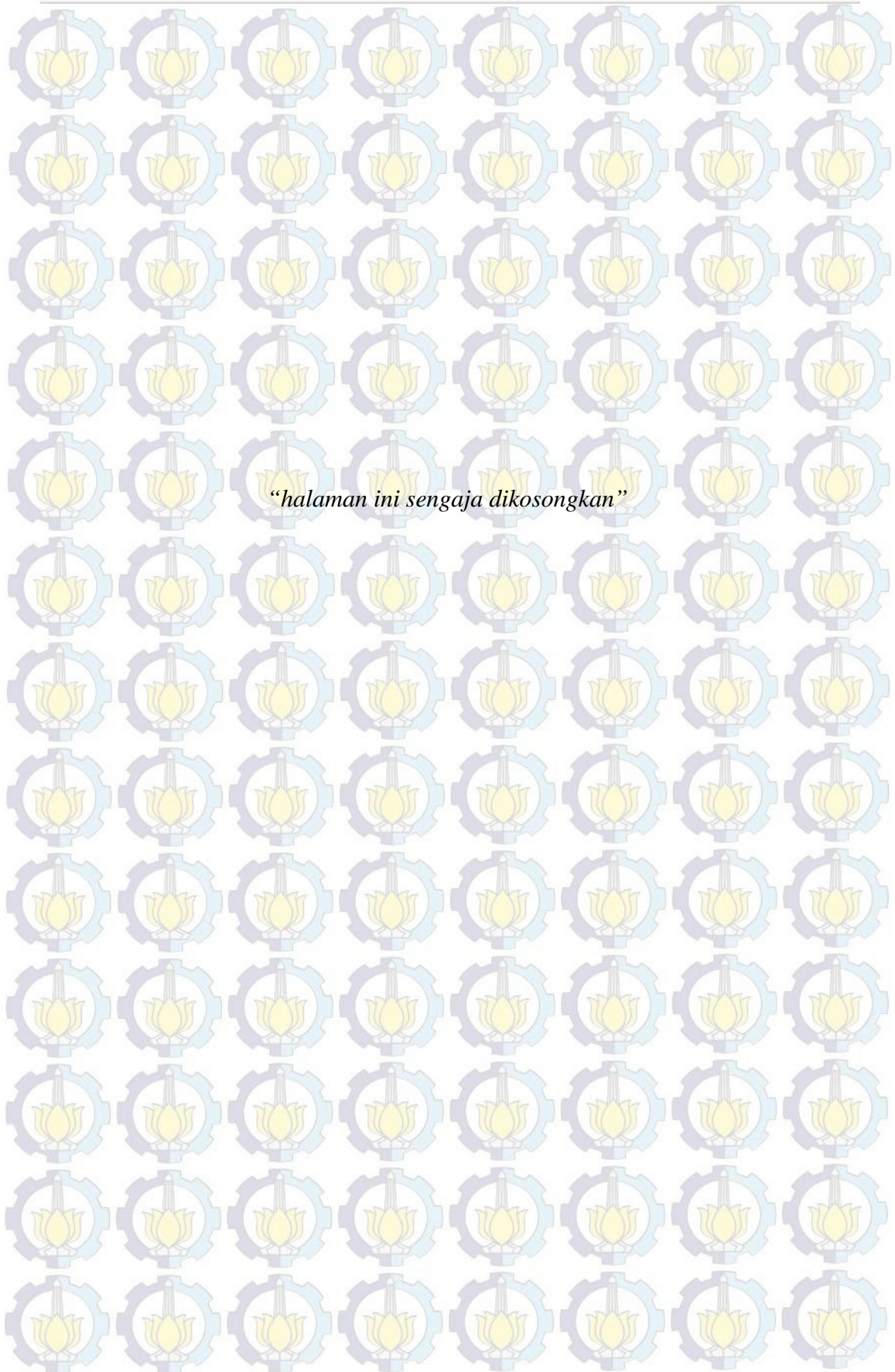
15. Bapak Giri Nugroho, ST. MT., selaku dosen yang memberikan banyak ilmu pengetahuan dan pencerahan pada pengerjaan Thesis ini.
16. Teman-teman seperjuanganku di Rekayasa Energi, yang tak pernah terlupakan, semoga kehidupan kita selalu berada dalam Ridho dan Rahmat ALLOH SWT. Semoga kerjasama yang baik dan silaturahmi terus terjaga diantara kita.
17. Mbak Nia Ariningtyas, selaku teman seperjuangan saya dalam Thesis, terimakasih atas kerjasamanya, bantuannya dan ketulusan serta kesabarannya selama masa-masa pengerjaan Thesis ini. Maafkan buat semua salah dan kurangku. Semoga selalu disayang ALLOH SWT, Aamiin.
18. Ladies RE, yang anggotanya Mbak Nia, Mbak Agustin, Dian, Dina juga Nina sebagai teman wanita seperjuangan di S2 Teknik Mesin ITS, yang sudah memberikan banyak kebaikan, manfaat, cerita dan kebahagiaan kepada penulis. Semoga kita selalu saling menjaga dan disayang ALLOH SWT, Aamiin.
19. Sahabat-sahabatku, Arum dan Ladies MT1. Terima kasih buat doa, semangat, nasehat selama ini. Semoga silaturahmi dan bersahabatan ini berlangsung sampai akhir hayat. Dan semoga ALLOH SWT selalu sayang, Aamiin.
20. PJB Services, yang sudah memberikan kesempatan kepada penulis untuk menuntun ilmu ke jenjang yang lebih tinggi. Semoga penulis bisa amanah dan bermanfaat serta bertanggung jawab. Semoga dengan selesainya pendidikan S2 ini, penulis bisa ditempatkan di Surabaya agar dapat selalu berkumpul dengan Keluarga tercinta, Aamiin. Jayalah selalu PJB Services.
21. Serta semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Kekurangan atau kesalahan tentu masih ada, namun bukan sesuatu yang disengaja, hal tersebut semata-mata disebabkan hanya murni karena kekhilafan dan keterbatasan pengetahuan yang dimiliki penulis. Oleh karena itu, kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan Thesis ini.

Akhir kata, semoga Thesis ini bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Teknik Mesin FTI-ITS.

Wassalamu'alaykum Wr.Wb.
Surabaya, Januari 2015

Penulis



“halaman ini sengaja dikosongkan”



DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
TITLE	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	4
1.3 Tujuan Penelitian.....	5
1.3.1 Tujuan Umum.....	5
1.3.2 Tujuan Khusus.....	5
1.4 Batasan Masalah.....	5
1.5 Manfaat Penelitian.....	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 <i>Boiler</i>	7
2.1.1 <i>Boiler</i> PLTU Rembang.....	8
2.2 Bahan Bakar dan Proses Pembakaran.....	9
2.2.1 Bahan Bakar.....	9
2.2.2 Proses Pembakaran.....	10
2.2.3 Mekanisme Pembakaran Batubara.....	12
2.3 Sistem Pembakaran pada <i>Boiler</i>	13
2.3.1 <i>Tangentially-fired Pulverized Coal Burner</i>	13
2.3.2 <i>Over Fire Air (OFA)</i>	14
2.4 Efisiensi <i>Boiler</i>	15
2.4.1 Metode Langsung (<i>Direct Method</i>).....	16
2.4.2 Metode Tak Langsung (<i>Indirect Method</i>).....	17
2.4.3 Faktor yang mempengaruhi Performa <i>Boiler</i>	21
2.5 Perhitungan panas yang diserap <i>Heat Exchanger</i> dan <i>Wall tube</i> di dalam <i>furnace</i>	22
2.6 Pembakaran <i>Oxy-fuel</i>	23
2.7 Simulasi Pembakaran Batubara di dalam ruang bakar Generator Uap..	23
2.7.1 Persamaan Kekekalan Massa (Kontinuitas).....	23



2.7.2 Persamaan Kekekalan Momentum.....	24
2.7.3 Persamaan Kekekalan Energi.....	24
2.8 Peneliti Terdahulu.....	24
BAB III METODE PENELITIAN.....	35
3.1 Tahapan Penelitian.....	35
3.2 Tahap Permodelan dan Simulasi.....	36
3.2.1 <i>Pre-processing</i>	36
3.2.2 <i>Processing</i>	38
3.2.3 <i>Post-processing</i>	44
3.3 Diagram Alir.....	45
3.4 Rencana Penelitian.....	46
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN.....	49
4.1 Validasi.....	49
4.2 Analisa Hasil Simulasi Numerik.....	50
4.2.1 Distribusi Temperatur.....	51
4.2.1.1 Distribusi temperatur pada $z=center$	51
4.2.1.2 Distribusi temperatur pada tiap elevasi.....	53
4.2.2 Distribusi Kecepatan.....	55
4.2.2.1 Distribusi Kecepatan pada posisi $z=center$	55
4.2.2.2 Distribusi Kecepatan pada tiap elevasi.....	56
4.2.3 Distribusi gas buang CO ₂	58
4.2.3.1 Distribusi gas buang CO ₂ pada posisi $z=center$	58
4.2.3.2 Distribusi gas buang CO ₂ pada tiap elevasi.....	59
4.2.4 Distribusi gas buang CO.....	62
4.2.4.1 Distribusi gas buang CO pada posisi $z=center$	62
4.2.4.2 Distribusi gas buang CO pada tiap elevasi.....	63
4.2.5 Distribusi gas buang NO _x	65
4.2.5.1 Distribusi gas buang NO _x pada posisi $z=center$	65
4.2.5.2 Distribusi gas buang NO _x pada tiap elevasi.....	66
4.2.6 Distribusi Temperatur pada <i>outlet furnace</i>	68
4.2.7 Data Kuantitatif <i>Boiler</i>	69
4.3 Diskusi.....	70
BAB V PENUTUP.....	73
5.1 Kesimpulan.....	73
5.2 Saran.....	73
DAFTAR PUSTAKA.....	75
LAMPIRAN.....	77
RIWAYAT PENULIS.....	79



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Klasifikasi peringkat Batubara menurut ASTM.....	10
Tabel 2.2	Properties tiap Batubara (Backreedy, 2004).....	25
Tabel 2.3	Perbandingan <i>unburnt carbon</i> dan NOx (Backreedy, 2004)..	27
Tabel 2.4	Properties Batubara dan Biomass (Black, 2013).....	28
Tabel 3.1	Model yang digunakan pada simulasi numerik <i>ANSYS Fluent</i>	38
Tabel 3.2	Ketentuan peng-injeksian batubara pada masing-masing <i>corner</i>	39
Tabel 3.3	Data Properties <i>Material Solid</i> pada <i>Ansys Fluent</i>	39
Tabel 3.4	Data Properties <i>Material Fluid</i> pada <i>Ansys Fluent</i>	39
Tabel 3.5	Data Properties Batubara PLTU Rembang.....	40
Tabel 3.6	Pengaturan <i>Heat Exchanger</i> pada <i>Boiler</i>	41
Tabel 3.7	<i>Boundary Condition</i> untuk <i>Auxilliary Air</i>	42
Tabel 3.8	Pengaturan parameter untuk <i>Secondary Air</i> OFA.....	42
Tabel 3.9	Pengaturan parameter <i>Secondary Air</i> AA, CC, DD dan EE	42
Tabel 3.10	Pengaturan parameter <i>Primary Air</i> Coal A, B, C dan D.....	43
Tabel 3.11	Pengaturan parameter <i>Secondary Air</i> Oil Burner.....	44
Tabel 3.12	<i>Mass flowrate</i> untuk FD Fan dan PA Fan kondisi aktual.....	47
Tabel 3.13	<i>Mass flowrate</i> pada kondisi 3 (tiga) variasi udara pembakaran.....	47
Tabel 3.14	<i>Mass fowrate</i> setiap <i>burner</i> pada empat <i>corner boiler</i> dengankondisi tiga variasi udara pembakaran.....	48
Tabel 4.1	Tabel data kuantitatif <i>outlet furnace & outlet boiler</i> antara kondisi aktual dengan variasi udara pembakaran pada PLTU Rembang unit 1 (#20).....	69

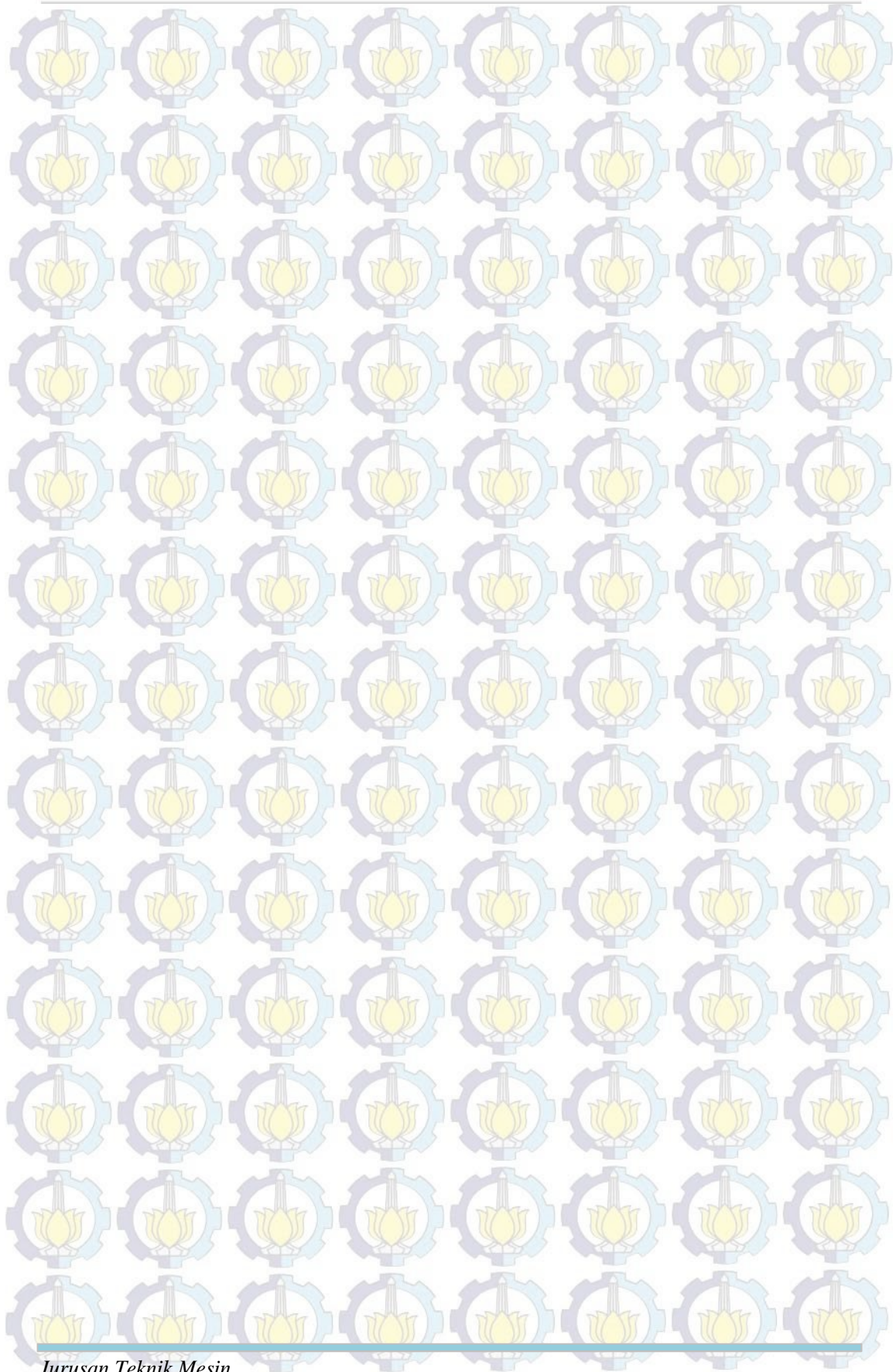


DAFTAR GAMBAR

Gambar 1	Beberapa Metode Penangkapan Gas CO ₂	3
Gambar 2.1	Sirkulasi air secara natural di dalam <i>Boiler</i>	9
Gambar 2.2	Proses pembakaran batubara.....	12
Gambar 2.3	Pembakaran tangensial pada <i>pulverier boiler</i>	13
Gambar 2.4	Bentuk burner pada <i>tangentially-fired boiler</i> (El-Mahallaway, 2002).....	14
Gambar 2.5	Bagian-bagian dari <i>furnace boiler</i>	15
Gambar 2.6	Diagram Metode Langsung (<i>Direct Method</i>).....	16
Gambar 2.7	Diagram Metode Tak Langsung (<i>Indirect Method</i>).....	17
Gambar 2.8	<i>Heat Exchanger</i>	22
Gambar 2.9	Ilustrasi simulasi transfer massa momentum dan energi fasa diskrit dengan fasa kontinyu.....	24
Gambar 2.10	Hasil eksperimen pembakaran 4 <i>coal blend</i> pada <i>degree of carbon burnout</i> dan <i>NO emission</i> (Backreedy, 2004)..	25
Gambar 2.11	Eksperimen vs Perhitungan data untuk <i>burnout</i> dan <i>NO emission</i> dari batubara SP dan SA pada DTF (Backreedy, 2004).....	26
Gambar 2.12	Burner pada <i>furnace</i> dan <i>coal injection</i> pada burner (Backreedy, 2004).....	27
Gambar 2.13	Kontur temperatur dengan CFD pada <i>T-fired furnace</i> (Backreedy, 2004).....	28
Gambar 2.14	Geometri dari Boiler (Backreedy, 2013).....	29
Gambar 2.15	Distribusi Temperatur untuk <i>air-coal</i> ; <i>air-biomass</i> ; <i>oxy25-coal</i> ; <i>oxy25-biomass</i> ; <i>oxy30-coal</i> ; <i>oxy30-biomass</i> (Backreedy 2013).....	29
Gambar 2.16	Grafik perpindahan panas dalam kondisi <i>air-coal</i> ; <i>air-biomass</i> dan variasi %konsentrasi oksigen (Backreedy, 2013).....	30
Gambar 2.17	Pengaruh <i>coal blending</i> terhadap emisi NO _x dan <i>unburnt carbon</i> dalam <i>fly ash</i> (Ikeda, 2003).....	31
Gambar 2.18	Proses <i>firing</i> pembangkit menggunakan udara dan <i>oxyfuel</i>	31
Gambar 2.19	Hasil analisa menggunakan CFD ditinjau dari burner dengan kondisi asmoferik dan <i>oxy-fuel</i>	32
Gambar 2.20	Simulasi temperatur dan <i>velocity magnitude</i> pada kondisi oksigen dan asmoferik.....	33
Gambar 2.21	Perbandingan antara eksperimen dan hasil numerik untuk kondisi <i>air mode</i> dan <i>oxy-fuel mode</i>	33
Gambar 3.1	<i>Boiler</i> PLTU Rembang tampak samping dan konfigurasi burner.....	36
Gambar 3.2	Domain permodelan <i>boiler</i> PLTU Rembang.....	37
Gambar 3.3	Diagram Alir Penelitian.....	45



Gambar 3.4	Konfigurasi pengumpanan batubara pada <i>boiler</i> PLTU Rembang.....	46
Gambar 4.1	Posisi pengambilan data temperature pada <i>boiler</i>	49
Gambar 4.2	Grafik perbandingan anatar temperature DCS dan hasil simulasi <i>fluent</i>	50
Gambar 4.3	Posisi pengamatan distribusi temperature pada $z=center$.	52
Gambar 4.4	Grafik temperatur pada titik validasi untuk setiap variasi udara pembakaran	52
Gambar 4.5	Posisi pengamatan untuk tiap elevasi burner di boiler....	53
Gambar 4.6	Kontur distribusi temperatur tiap elevasi burner boiler...	54
Gambar 4.7	Grafik distribusi temperatur rata-rata pada setiap elevasi burner boiler	55
Gambar 4.8	Kontur kecepatan pada posisi $z=center$ untuk semua kondisi.....	56
Gambar 4.9	Kontur kecepatan tiap elevasi burner boiler.....	57
Gambar 4.10	Grafik distribusi kecepatan rata-rata pada setiap elevasi burner boiler.....	57
Gambar 4.11	Kontur gas buang CO_2 pada posisi $z=center$ untuk semua kondisi	58
Gambar 4.12	Kontur gas buang CO_2 tiap elevasi burner boiler	60
Gambar 4.13	Grafik mass fraction CO_2 rata-rata pada setiap elevasi burner boiler	61
Gambar 4.14	Posisi pengambilan data mass fraction CO_2 pada coal burner C dan D	61
Gambar 4.15	Grafik perbandingan data mass fraction CO_2 LRC dan MRC pada garis C_1 dan C_2	62
Gambar 4.16	Grafik perbandingan data mass fraction CO_2 LRC dan MRC pada garis G_1 dan G_2	62
Gambar 4.17	Kontur gas buang CO pada posisi $z=center$ untuk semua kondisi	63
Gambar 4.18	Kontur gas buang CO tiap elevasi burner boiler	64
Gambar 4.19	Grafik mass fraction CO pada rata-rata pada setiap elevasi burner boiler	64
Gambar 4.20	Kontur gas buang NO_x pada posisi $z=center$ untuk semua kondisi	65
Gambar 4.21	Kontur gas buang NO_x tiap elevasi burner boiler	67
Gambar 4.22	Grafik mass fraction NO_x pada rata-rata pada setiap elevasi burner boiler	67
Gambar 4.23	Kontur temperatur pada posisi $y=47.5$ m (outlet furnace) dan $y=48$ m (sesaat memasuki heat exchanger)	68
Gambar 4.24	Histogram hasil simulasi dengan variasi udara pembakaran	70



*Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember*



DAFTAR PUSTAKA

Ansys, Inc. November 2011. *“Perangkat lunak CFD komersial Theory’s Guide”*. Canonsburg : Ansys, Inc.

Backreedy, R.I., Jones, J.M., Ma, L., Pourkashanian, M., Williams, A., Arenillas, A., Arias, B., Pis, J.J., Rubieria, F. Nov 2004. *“Prediction of unburned carbon and NOx in a tangentially fired power station using single coals and blends”*. Science Direct : Fuel 84 (2005) 2196-2203.

Black, J., Szuhanszki, A. Pranzitelli*, L.Ma, P.J. Stanger, D.B. Ingham, M. Pourkashanian. April 2013. *“Effects of firing coal and biomass under oxy-fuel conditions in a power plant boiler using CFD modeling”*. Elsevier: Fuel.2013

Chungen, Yin., Rosendahl, Lasse., Condra, Thomas J., Feb 2002. *“Further study of the gas temperature deviation in large-scale tangentially coal-fired boilers”*. Science Direct : Fuel 82 (2003) 1127-1137.

El-Mahallawy, F., El-Din Habik, S. 2002. *“Fundamentals and Technology of Combustion”*. UK : Elsevier Science Ltd

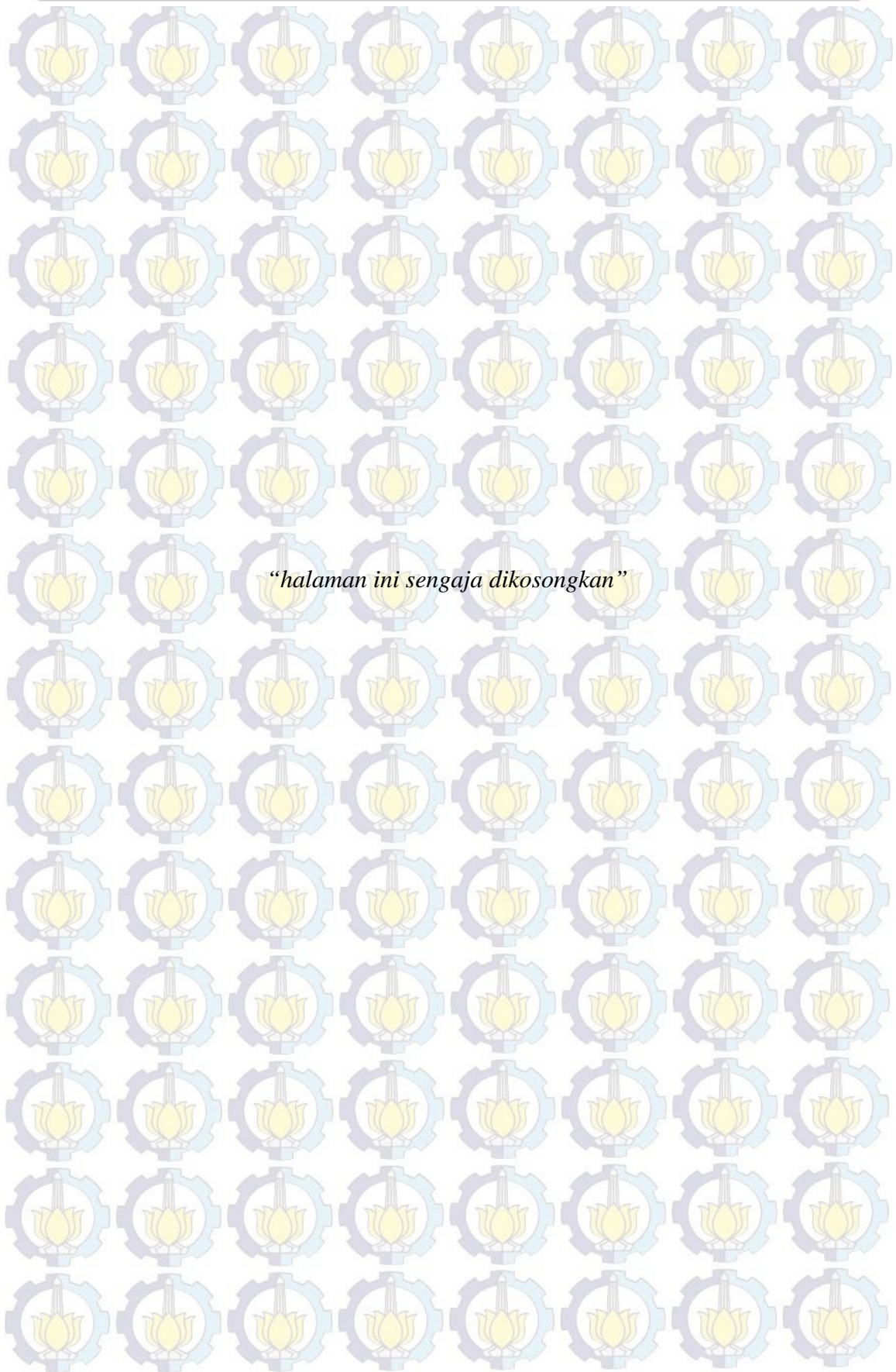
Ikeda M, Makino H, Morinaga H, Higashiyama K, Kozai Y. 2003. *“Development of reduction technology of both emissions of NOx and unburned carbon by infurnace blended method”*. Report No. M07007. Tokyo: Central Research Institute of Electric Power Industry.

K.-D. Tigges, F. Klauke, C. Bergins, K. Busekrus, J. Niesbach, M. Ehmann, C. Kuhr, F. Hoffmeister, B. Vollmer, T. Buddenberg, Song Wu, Allan Kukoski. 2009. *“Conversion of existing coal-fired power plants to oxyfuel combustion: case study with experimental results and CFD simulations”*. Elsevier : Energy Procedia I (2009) 549-556

Sa'adiyah, D.S. 2013. *“ Studi Numerik Karakteristik Aliran, Pembakaran dan Emisi Gas Buang pada Tangentially Fired Boiler 625 MWe dengan Komposisi Batubara 70% LRC dan 30% MRC pada Kondisi Pengoperasian yang Berbeda (Studi Kasus PLTU Suralaya Unit 8)”*. Teknik Mesin FTI-ITS. Surabaya

Singer, JG. 1993. *“Combustion Fossil Power: A Reference Book on Fuel Burning and Steam Generation 4th Edition”*. Combustion Engineering-Inc. Connecticut.

Suhermanto, Andi. Januari 2012. *“Studi Numerik Karakteristik Aliran dan Pembakaran pada Boiler 32 Mw Dengan Tangentially Fired Pulverized-Coal”*. Surabaya : Digilib ITS.





RIWAYAT PENULIS



Penulis bernama lengkap RinaFebyanasari, dilahirkan di Jember pada 7 Februari 1984. Anak ke empat dari lima bersaudara. Kakak - kakak penulis bernama Yudi Setiawan, Indra Kusuma Damayanti dan Daniar Adi Wijaya, sedangkan adiknya bernama Wheni Ardhiana Wati. Kedua Orang Tua penulis adalah sosok yang penuh perhatian dan penuh kasih sayang serta pengertian, Beliau bernama Bapak H. Mas Roedianto dan Ibu Hj. Susyatiningsih. Penulis memulai pendidikan sekolah dasar di SDN Dukuh Menanggal I/424 Surabaya tahun 1990. Kemudian pada tahun 1996 melanjut

kan pendidikan tingkat menengah di SMP Negeri 22 Surabaya, selanjutnya pada tahun 1999 penulis bersekolah di SMA Negeri 15 Surabaya. Setelah menyelesaikan pendidikan hingga tingkat menengah keatas, penulis memilih Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya untuk melanjutkan hingga jenjang S1 dan mengambil jurusan Teknik Kimia pada tahun 2002.

Setelah lulus dari perguruan tinggi, penulis sempat bekerja pada perusahaan kertas di Surabaya, PT. Suparma, Tbk. Kemudian pada tahun yang sama, yaitu 2007 penulis memilih untuk pindah di perusahaan yang memproduksi Monde dan Khong Guan, PT. Jaya Abadi Corak Biskuit sebagai foreman produksi. Akhir tahun 2009 penulis pindah ke perusahaan jasa yang bergerak di bidang *operation and maintenance* pembangkitan, PT. PJB Services. Pada tahun 2012 penulis melanjutkan dinas belajar ke jenjang S2 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, dengan bidang keahlian Rekayasa Energi pada jurusan Teknik Mesin. Dua tahun berikutnya, yaitu tahun 2014 penulis dimudahkan oleh ALLOH SWT untuk menyelesaikan thesisnya, sehingga bisa lulus periode wisuda Maret 2015.

Dengan diterbitkannya buku Thesis ini, penulis berharap akan menambah ilmu pengetahuan dan dapat diteruskan serta disempurnakan oleh mahasiswa mahasiswi selanjutnya, Aamiin
Untuk saran serta kritik sangat diharapkan oleh penulis, dan dapat disampaikan melalui email penulis, rfebyanasari@yahoo.com



halaman ini sengaja dikosongkan”



BAB I PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Jumlah pertumbuhan penduduk di dunia telah mengalami perkembangan pesat yang diikuti dengan peningkatan kebutuhan. Oleh karena itu, manusia melakukan berbagai upaya untuk memenuhi kebutuhannya dengan cara mengolah sumber daya yang disediakan oleh alam. Sebagai contoh, penggunaan energi tidak lagi hanya terpaku pada energi bahan bakar minyak (BBM) tetapi juga menggunakan batubara.

Bahkan saat ini, batubara menjadi sumber energi pertama sebesar 33%, kemudian disusul oleh energi gas 30%, minyak bumi 20% dan energi lainnya sebesar 17%. Penggunaan bahan bakar fosil (batubara) sebagai sumber utama aktivitas manusia telah membuat alam mendekati kerusakan. Pembakaran batubara sebagai energi telah melepaskan gas karbondioksida (CO_2) ke udara sekitar 74% dari emisi total. Kerusakan hutan menyumbang 23%, sisanya kurang dari 3% berasal dari industri, terutama industri semen, oksidasi CO di troposfer dan proses alamiah lainnya.

Gas karbondioksida (CO_2) merupakan salah satu gas rumah kaca penyebab pemanasan global. Sifat gas rumah kaca adalah menaikkan suhu bumi dengan cara menangkap radiasi gelombang pendek dari matahari dan memantulkannya ke bumi, sehingga bumi seakan-akan mendapatkan pemanasan dua kali. Dampak dari gas rumah kaca adalah pemanasan global dan efek rumah kaca. Sedangkan dampak turunan dari pemanasan global salah satunya adalah perubahan iklim.

Salah satu penyumbang terbesar emisi CO_2 dari pembakaran bahan bakar fosil adalah industri Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) berbahan bakar batubara. Kondisi ini semakin menarik karena pembangkit listrik yang bersumber dari batubara memiliki peran penting untuk kelangsungan hidup dan pemenuhan konsumsi energi listrik nasional, khususnya Pulau Jawa (sebagai konsumen terbesar energi listrik), sedangkan Pembangkit Listrik Tenaga Uap (batubara) juga memiliki dampak negatif yang luar biasa bagi lingkungan. Studi yang dilakukan oleh Hongdan Slatick pada tahun 1994, menunjukkan bahwa emisi udara (terutama emisi CO_2) yang dihasilkan oleh batubara adalah 2 kali lebih besar dari emisi yang dihasilkan oleh gas alam. Meskipun 1 kg batubara mampu langsung menghasilkan energi listrik sebesar 3,25 KWh, namun emisi CO_2 yang dihasilkan adalah 3,08 kg. Selain emisi CO_2 , pembangkit listrik batubara juga menimbulkan efek emisi lainnya berupa SO_2 , NO_2 , CO dan SPM (*Suspended Particulate Matter*).



Kebutuhan energi listrik di Indonesia pada era globalisasi semakin meningkat. Dengan meningkatnya kebutuhan tersebut menyebabkan jumlah emisi gas rumah kaca meningkat pula. Untuk itu perlu upaya-upaya mengurangi emisi CO₂, salah satunya dengan menangkap dan memurnikan gas CO₂. Terdapat beberapa teknologi *carbon capture and storage* (CCS) yang telah berhasil dilakukan di beberapa negara maju. Teknologi ini memanfaatkan gas buang beberapa jenis industri sebagai bahan bakunya. CO₂ yang terdapat dalam gas buang ditangkap dalam kolom absorpsi dan dimurnikan dalam kolom distilasi. Sehingga jumlah emisi CO₂ yang terbuang ke atmosfer bersama dengan gas buang berkurang.

Teknologi *carbon capture storage* (CCS)

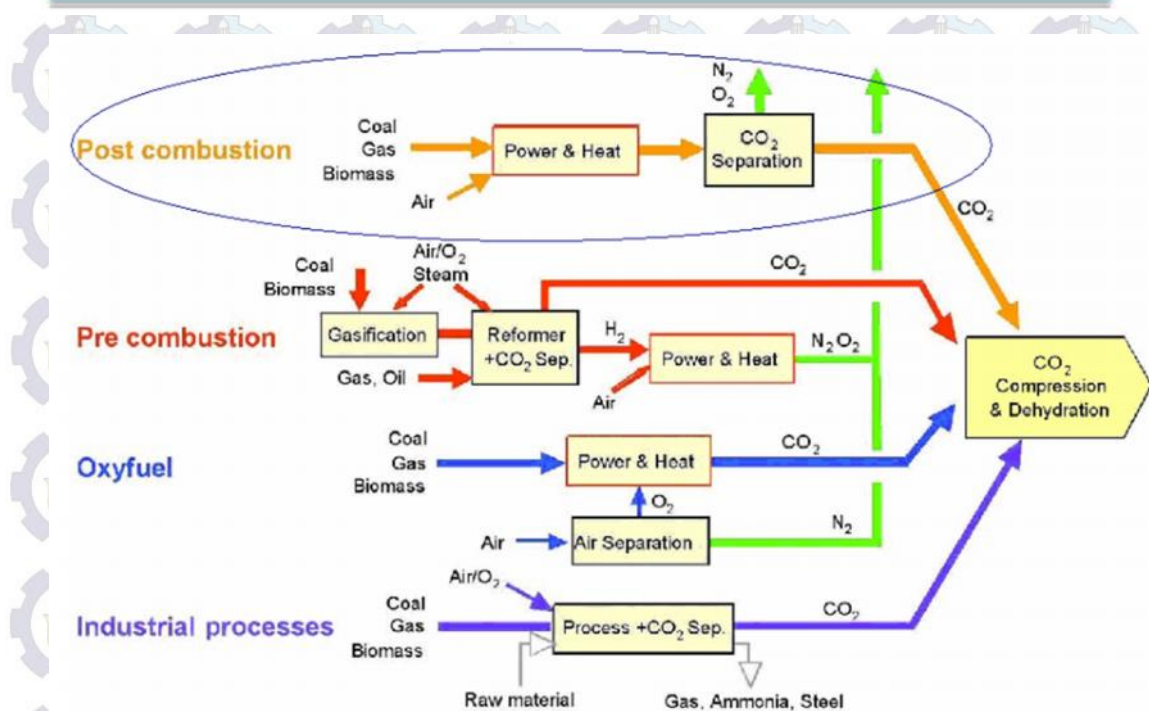
Kebijakan mitigasi dikeluarkan untuk mereduksi produksi energi yang berkaitan dengan emisi CO₂. Salah satunya dengan program *Carbon Capture and Storage* atau *Sequestration* (CCS). Program CCS adalah suatu teknologi baru tentang mitigasi dan suatu pilihan untuk mengurangi emisi gas buang CO₂ ke atmosfer.

Proses CCS

Ada 3 (tiga) tipe berbeda dalam penangkapan CO₂ yang dapat dilihat pada gambar 1 yang menunjukkan beberapa metode yang dapat diterapkan. **Pertama**, penangkapan pasca pembakaran, dimana gas CO₂ dipindahkan setelah proses pembakaran bahan bakar fosil. Gas CO₂ akan langsung ditangkap dari corong asap gas atau sumber keluaran yang besar lainnya. Tipe itu banyak diaplikasikan di berbagai industri dengan skala yang berbeda.

Kedua, teknologi sebelum proses pembakaran. Pada tipe ini, bahan bakar fosil secara parsial dioksidasi atau bisa dinamakan proses gasifikasi. Saat masih berbentuk *Syngas* (gas CO dan gas H₂), teknologi tersebut mampu memisahkan gas CO₂ dan gas H₂. Hasilnya, gas CO₂ dapat segera ditangkap dan gas H₂ langsung difungsikan sebagai bahan bakar.

Ketiga adalah pembakaran *Oxy-fuel*. Bahan bakar akan dibakar dengan gas oksigen (O₂), bukan dengan udara. Untuk membatasi temperatur nyala api yang dihasilkan dan menyamai pembakaran konvensional, cerobong asap yang berpendingin disirkulasikan dan diinjeksikan ke kamar pembakaran (*furnace*). Cerobong asap itu akan mengandung gas CO₂ dan uap air. Kandungan itu selanjutnya akan mengembun melalui pendingin. Hasilnya, CO₂ murni dapat dialirkan ke penyimpanan. Dibawah ini adalah gambaran metode penangkapan gas CO₂.



Gambar 1. Beberapa Metode Penangkapan gas CO₂

Kali ini akan dilakukan penelitian tentang pengaruh pembakaran menggunakan gas oksigen (*Oxy-fuel*) pada pembangkit listrik berbahan bakar batubara. Pembakaran menggunakan gas oksigen murni menyebabkan suhu pembakaran menjadi tinggi (setidaknya sekitar 1400 °C telah dilaporkan), karena semakin banyak jumlah oksigen dalam proses pembakaran maka semakin lama pula pembakaran tersebut berlangsung.

Pada penelitian ini proses pembakaran tidak menggunakan oksigen seluruhnya, melainkan menggunakan perbandingan volume dengan udara pembakaran. Dengan begitu suhu pembakaran dapat dikontrol agar tidak terjadi peningkatan suhu yang terlalu tinggi sebagai akibat dari penambahan kadar oksigen dalam pembakaran. Pembangkit yang akan dianalisa adalah PLTU Rembang yang memiliki 2 (dua) unit dengan kapasitas 2x315 MW yang didesain menggunakan *medium rank coal* (MRC) dengan nilai kalor sekitar ≥ 4500 kcal/kg (18.840,6 kJ/Kg) dan maksimum aliran pemakaian batubara sebesar 160 ton/jam, tetapi karena keterbatasan persediaan *medium rank coal* (MRC) maka batubara yang dipasokkan berganti menjadi *low rank coal* (LRC) yang ketersediaannya lebih banyak dengan nilai kalor yang lebih rendah. Ketika dilakukan *performance test*, beban tidak dapat mencapai kapasitas maksimal pembangkit sesuai permintaan P3B. Agar dapat mencapai beban maksimum, maka dilakukan *coal blending* antara 2 (dua) jenis batubara dalam pengoperasiannya, yaitu *low rank coal* (LRC) dan *medium rank coal* (MRC) dengan perbandingan 50%:50%, dimana pengaturan peletakan penginjeksian batubara telah ditentukan elevasinya



pada *burner* yaitu *coal burner* A dan D diumpankan batubara *medium rank coal* dan *coal burner* B dan C diumpankan batubara *low rank coal* (sesuai kondisi aktual). Selain itu dengan penggunaan teknologi *oxy-fuel* ini diharapkan dapat mengurangi kinerja dari *forced draft fan*, sehingga untuk penggunaan energi sendiri (PES) pada pembangkit dapat berkurang.

Berikut adalah penelitian terdahulu tentang *coal blending* dan penggunaan *oxy-fuel* pada pembangkit listrik yang telah dilakukan. (Backreedy, dkk, 2004) melakukan penelitian tentang perilaku *single coal* dan *coal blends* pada *tangentially-fired boiler* terhadap prosentase *unburnt carbon* dan kadar NO_x yang dihasilkan. Disimpulkan bahwa batubara yang memiliki nilai kalor lebih kecil menghasilkan lebih sedikit *unburnt carbon*. Pada batubara campuran ketika melalui proses pembakaran, maka batubara yang memiliki nilai kalor yang lebih kecil akan terbakar lebih cepat dibandingkan saat dibakar sendiri. Kemudian (Black, dkk, 2013) melakukan penelitian tentang pengaruh pembakaran batubara dan *biomassa* terhadap perpindahan panas menggunakan *oxy-fuel* pada *boiler* pembangkit listrik dengan permodelan *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Diketahui pada *oxy-coal* untuk temperatur dan perpindahan panasnya lebih tinggi seiring dengan peningkatan konsentrasi oksigen, perpindahan panas dan temperatur bisa menyerupai kondisi konvensional (*air-coal*) jika antara 25% dan 30% volumetrik oksigen yang digunakan. (Ikeda, dkk, 2003) meneliti pengaruh metode *blending* antara batubara yang mempunyai kandungan nilai kalor, *volatile matter* dan *moisture* yang berbeda terhadap emisi NO_x dan kandungan *unburnt carbon* dalam abu terbang dengan menggunakan CFD dan *test furnace* dengan tiga level *burner*. Dinyatakan bahwa *coal blending* yang dilakukan di dalam *furnace* serta penempatan batubara dengan kandungan *volatile matter* dan *moisture* yang lebih tinggi pada *burner* level atas lebih efektif mengurangi emisi NO_x dan kandungan *unburnt carbon* dalam abu terbang. Sedangkan yang menjadi dasar utama dalam penelitian ini adalah (Tigges, dkk, 2009) mengenai konversi pembangkit listrik batubara yang telah beroperasi ke pembakaran *oxy-fuel* dengan eksperimen dan simulasi *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Disimpulkan bahwa pembangkit yang telah beroperasi dapat dikonversikan dengan menggunakan pembakaran menggunakan metode *oxy-fuel*, tanpa harus mengubah siklus air dan uap pada pembangkit tersebut dan cukup dengan modifikasi minimalis.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah disampaikan, akan dilakukan penelitian untuk mengetahui fenomena yang terjadi jika dilakukan pembakaran menggunakan metode *oxy-fuel* pada sistem *boiler* pembangkit yang telah beroperasi, dalam hal ini adalah PLTU Rembang unit 1 (satu), dengan meminimalisir perbedaan *output* yang dihasilkan oleh pembangkit tersebut. Pada



PLTU Rembang, *blending*/pencampuran dua jenis batubara (MRC dan LRC) dilakukan dengan cara *in-furnace blending*, yaitu pencampuran batubara di dalam *furnace* dengan memberikan jenis batubara yang sama untuk 1 (satu) level *burner*. Untuk pengaturan peletakkan (konfigurasi) batubara pada penelitian ini mengikuti kondisi aktual, yaitu MRC diletakkan di level *coal burner* A dan D sedangkan untuk LRC pada level *coal burner* B dan C. Pelaksanaan penelitian dilakukan menggunakan permodelan dengan *Computational Fluid Dynamic* (CFD), yaitu menggunakan perangkat lunak CFD komersial.

Akan dilakukan variasi perbandingan volume oksigen murni dan volume udara yang digunakan dalam proses pembakaran di *boiler* dengan referensi yang ada. Variasi tersebut dilakukan untuk mendapatkan distribusi temperatur dan persebaran panas yang maksimal di dalam ruang bakar (*furnace*). Selain itu juga dilakukan pengamatan terhadap konsentrasi gas buang O_2 , NO_x dan CO_2 .

1.3 Tujuan Penelitian

1.3.1 Tujuan Umum

Secara umum, tujuan penelitian ini adalah melakukan simulasi numerik untuk mengetahui karakteristik aliran, perpindahan panas dan pembakaran dengan menggunakan teknologi *oxy-fuel combustion*, pada kondisi *coal blending* antara batubara *medium rank coal* (MRC) dan *low rank coal* (LRC).

1.3.2 Tujuan Khusus

Hasil simulasi numerik (*post processing*) dengan perangkat lunak *Fluent Ansys 13.0*, dapat menampilkan data kuantitatif maupun kualitatif dari aliran antara lain:

1. Kontur temperatur dan kontur kecepatan pada berbagai posisi didalam *boiler*
2. Kontur yang menunjukkan komposisi gas buang, seperti CO_2 , CO dan NO_x

1.4 Batasan Masalah

Untuk menganalisa permasalahan diatas terdapat beberapa batasan yang diberikan dalam penelitian ini yaitu sebagai berikut :

- a. Simulasi CFD *oxy-fuel combustion* ini dilakukan pada PLTU Rembang unit 1 (#20)
- b. Batubara yang digunakan adalah sesuai dengan kondisi yang ada di lapangan saat ini, yaitu *coal blending* antara LRC dan MRC (untuk perbandingan komposisi dan juga pengaturan konfigurasi batubara) dengan metode *in-furnace blending*
- c. *Boiler* beroperasi dalam kondisi *Maximum Continous Rate* (MCR) dan menggunakan data pada saat *performance test*
- d. Peralatan *heat exchanger* dimodelkan sebagai *porous medium*
- e. Tidak membahas tentang bagaimana cara memenuhi kebutuhan gas Oksigen



- f. Output dari CFD yang dianalisa adalah persebaran panas, konsentrasi gas buang yang meliputi: CO₂, CO dan NO_x
- g. Persebaran panas yang diamati hanya dari sisi *furnace* saja, tidak termasuk fluida yang ada di dalam pipa-pipa sekeliling *boiler*

I.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui karakteristik aliran dan pembakaran menggunakan *oxyfuel-fired mode* dan *air-fired mode* dengan *coal blending* antara MRC dan LRC pada PLTU batubara yang telah beroperasi PLTU Rembang
2. Mengetahui prosentase penambahan oksigen optimal antara *air-coal* dengan *oxy25-coal* dan *oxy30-coal*, ditinjau dari distribusi temperatur dan komposisi gas buang dari *boiler*.



BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) adalah suatu sistem pembangkit tenaga listrik yang mengkonversikan energi kimia menjadi energi listrik dengan menggunakan uap air sebagai fluida kerjanya, yaitu dengan memanfaatkan energi kinetik uap untuk menggerakkan poros sudu-sudu turbin. Selanjutnya poros turbin akan menggerakkan generator. Dan dari generator inilah kemudian dibangkitkan energi listrik. Batubara merupakan yang paling banyak digunakan sebagai bahan bakar PLTU, selain karena harga yang lebih bervariasi dan terjangkau juga ketersediaannya yang cukup melimpah.

2.1 *Boiler*

Salah satu dari 4 (empat) peralatan utama yang sangat penting di dalam suatu pembangkit listrik adalah *boiler* atau biasa disebut ketel uap. Alat ini merupakan alat penukar panas yang menghasilkan uap pada tekanan dan temperatur tinggi (*superheated vapour*). Perubahan dari fase cair menjadi uap dilakukan dengan memanfaatkan energi panas yang didapatkan dari pembakaran bahan bakar. *Boiler* terdiri dari 2 (dua) komponen utama, yaitu ruang bakar (*furnace*) yang berfungsi sebagai alat untuk mengubah energi kimia menjadi energi panas dan alat penguapan yang terdiri dari pipa-pipa penguap (*water walls*) yang mengubah energi pembakaran menjadi energi potensial uap (energi panas). Jumlah produksi uap tergantung pada luas permukaan pemindah panas, laju aliran dan panas pembakaran yang diberikan.

Di dalam *boiler* banyak siklus yang terjadi, yaitu proses pembakaran bahan bakar dan proses penguapan air menjadi uap yang digunakan untuk memutar turbin. Perpindahan panas dalam *boiler* terjadi pada 3 proses, yaitu:

1. Radiasi di ruang bakar (*furnace*)
2. Konveksi di *economizer*, *air heater* dan *primary superheater*
3. Kombinasi radiasi dan konveksi di *secondary superheater* dan *reheater*

Fungsi utama *Boiler* adalah:

1. Untuk memproduksi uap sesuai dengan spesifikasi yang dibutuhkan, baik kuantitas maupun kualitasnya
2. Memanaskan uap jenuh yang dihasilkan menjadi uap panas lanjut sebelum digunakan untuk memutar turbin
3. Memanaskan ulang uap bekas memutar HP turbin sebagai metode pengembalian kualitas uap untuk memutar IP dan LP turbin

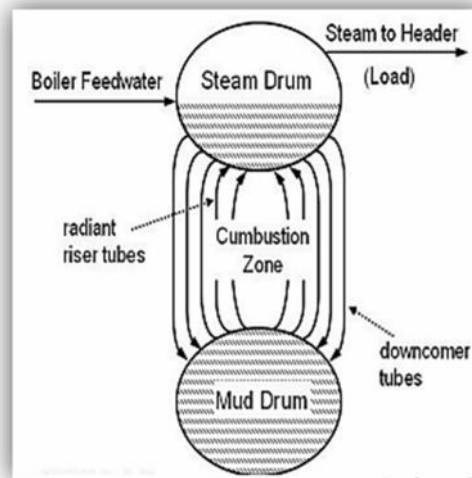


2.1.1 Boiler PLTU Rembang

PLTU 1 Jawa Tengah Rembang merupakan PLTU yang memiliki 2 (dua) buah unit pembangkit yaitu unit 10 dan unit 20 yang menghasilkan daya 2x315 MW. Pada Unit 10 terdapat beberapa komponen untuk menghasilkan energi listrik salah satunya *boiler*. *Boiler* pada PLTU 1 Jawa Tengah Rembang unit 10 merupakan *boiler* dengan jenis parameter *sub-critical*, memiliki 20 *burner* batubara, 12 *burner* minyak, tekanan berimbang pada *furnace*, satu *furnace* (ruang bakar), satu sistem *reheat*, pembuangan kerak padat, menggunakan kerangka baja, dengan pelindung hujan (*roof*) pada atas *boiler*. Dinding ruang bakar ketel terbuat dari pipa-pipa air dan pipa-pipa penguapan, sedangkan bagian luarnya dibungkus menggunakan isolasi tahan panas. Adapun spesifikasi *boiler* unit 10 PLTU 1 Rembang Jawa Tengah adalah sebagai berikut:

- a. Model : DG1025/18.2-III3 Dongfang Boiler Co.Ltd
- b. Kapasitas : 1025 ton/jam
- c. Tek. Uap *superheater* : 17,4 MPa
- d. Temp. Uap *superheater* : 541 °C
- e. Bahan bakar penyalan : HSD
- f. Bahan bakar utama : Batubara *low rank*
- g. Jumlah *Burner* batu bara : 20 buah
- h. Jumlah *Burner* minyak : 12 buah
- i. Dimensi Ruang Bakar (*furnace*) : 14706,6x13743,4 mm ketinggian 62,8 m

Boiler pada PLTU 1 Jawa Tengah Rembang menggunakan batubara sebagai bahan bakar utamanya. Sedangkan bahan bakar pendukung adalah *High Speed Diesel* (HSD), dimana HSD ini digunakan hanya sebagai pemantik awal (*ignitor*) untuk membakar batubara. Proses pembakaran ke dinding *boiler* terjadi secara radiasi dan konveksi. Bagian pemindah panas dari *boiler* unit 10 terdiri dari pemanas mula (*Low Pressure Heater*, *Deaerator* dan *High Pressure Heater*), *Economizer*, pemanas lanjut temperatur rendah (*Primary Superheater*), pemanas lanjut temperatur tinggi (*Secondary Superheater*), dan pemanas ulang (*Reheater*). Sirkulasi air yang terjadi dalam *boiler* berlangsung secara alami seperti yang terlihat dalam Gambar 2.1



Gambar 2.1 Sirkulasi air secara natural di dalam boiler

yaitu suatu sirkulasi yang terjadi di dalam ketel uap disebabkan oleh adanya perbedaan berat jenis air dengan berat jenis uap tersebut.

2.2 Bahan Bakar dan Proses Pembakaran

2.2.1 Bahan Bakar

Fungsi bahan bakar pada PLTU adalah untuk memanaskan air di *boiler* hingga menjadi uap. Pada PLTU batubara umumnya menggunakan 2 (dua) jenis bahan bakar, yaitu batubara sebagai bahan bakar utamanya dan *High Speed Diesel* (HSD) sebagai bahan bakar pendukungnya, yang digunakan hanya sebagai pemantik (*ignitor*) pada penyalaan awal dengan bantuan udara panas bertekanan.

Batubara merupakan bahan organik yang dapat terbakar dan berasal dari sisa-sisa fosil tumbuhan yang mengendap dan telah mengalami proses perubahan fisika dan kimia karena pengaruh suhu, waktu dan tekanan. Batubara adalah bahan bakar solid alam yang paling banyak digunakan karena dianggap lebih ekonomis. Batubara diklasifikasikan berdasarkan nilai kalor dan kadar presentase dari *fixed carbon* yang terkandung. Selain itu, faktor *volatile matter*, lama penyalaan dan suhu juga memegang peranan yang penting. *American Standard for Testing and Materials* (ASTM) membuat klasifikasi batubara yang umum digunakan dalam industri, seperti yang ditunjukkan pada tabel 2.1 berikut ini :



Tabel 2.1 Klasifikasi peringkat Batubara menurut ASTM

Rank	Group	Fixed Carbon percentage (dry, mineral matter free basis)	Volatile matter percentage (dry, mineral matter free basis)	Calorific value (moisture, mineral matter free basis)		Agglomerating Character
				British Thermal Unit per pounds (Btu/lb)	Kilojoules per kilogram (kJ/Kg)	
Anthracitic	Meta-Anthracitie	>98	<2			Non Agglomerating
	Anthracite	92-98	2-8		32.600 – 34.000	
	Semi-Anthracitie	86-92	8-14		26.700 – 32.600	
Bituminous	Low-volatile Bituminous	78-86	14-22			Commonly Agglomerating
	Medium-volatile Bituminous	69-78	22-31			
	High-volatile A Bituminous	<69	>31	>14.000	32.600	
	High-volatile B Bituminous			13.000 - 14.000	30.200 - 32.600	
	High-volatile C Bituminous			11.500 - 13.000	26.700 - 30.200	
Sub-Bituminous	Sub-Bituminous A			10.500 - 11.500	24.400 - 26.700	Non Agglomerating
	Sub-Bituminous B			9.500 - 10.500	22.100 - 24.400	
	Sub-Bituminous C			8.300 - 9.500	19.300 - 22.100	
Lignitic	Lignite A			6.300-8.300	14.700 - 19.300	
	Lignite B			<6.300	14.700	

2.2.2 Proses Pembakaran

Secara umum, pembakaran dapat didefinisikan sebagai proses atau reaksi oksidasi yang sangat cepat antara bahan bakar (*fuel*) dan oksidator dengan menimbulkan panas dan nyala. Bahan bakar (*fuel*) merupakan segala substansi yang melepaskan panas ketika dioksidasi dan secara umum mengandung unsur-unsur karbon (C), hidrogen (H), oksigen (O), nitrogen (N) dan sulfur (S). Sementara oksidator adalah segala substansi yang mengandung oksigen (misalnya udara) yang akan bereaksi dengan bahan bakar (*fuel*).



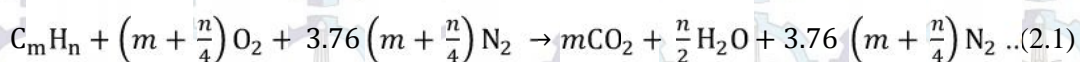
Dalam pembakaran ada 3 (tiga) komponen yang disebut sebagai segitiga api dan harus terpenuhi agar pembakaran itu sempurna, yaitu bahan bakar, oksigen dan panas. Pada PLTU, awal pembakaran menggunakan HSD sebagai *start up* untuk menghasilkan panas yang cukup. Setelah segitiga api sudah terpenuhi baru dilakukan pergantian bahan bakar antara HSD yang di semprotkan menggunakan *oil gun* dengan batubara yang telah berbentuk serbuk yang ditiupkan dengan udara bertekanan, selanjutnya *oil gun* akan ditarik secara bertahap karena batubara sulit untuk langsung terbakar sempurna.

Didalam udara ini, gas oksigen merupakan salah satu elemen yang jumlahnya mencapai 20.9% dan keberadaannya berpengaruh besar dalam proses pembakaran. Semakin banyak jumlah gas oksigen dalam proses pembakaran, maka semakin lama pembakaran tersebut dapat berlangsung. Berbeda dengan gas nitrogen, hampir 79% udara adalah gas nitrogen yang keberadaannya dapat menurunkan efisiensi pembakaran dengan cara menyerap panas dari pembakaran bahan bakar. Nitrogen juga dapat bergabung dengan oksigen (terutama pada suhu nyala yang tinggi) menghasilkan oksida nitrogen (NO_x) yang merupakan salah satu polutan udara yang berbahaya.

Tujuan dari pembakaran yang baik adalah melepaskan seluruh panas yang terdapat dalam bahan bakar. Pembakaran sempurna dapat dicapai dengan mengontrol 4 faktor yang lebih dikenal dengan T3O yaitu:

1. *Temperature*, suhu yang cukup untuk menyalakan dan menjaga penyalan bahan bakar
2. *Turbulence*, turbulensi atau pencampuran oksigen dan bahan bakar yang baik. Supaya terjadi pencampuran sempurna, kecepatan gas berkisar 4.5-7.5 m/s
3. *Time*, waktu yang cukup untuk pembakaran yang sempurna. Karena untuk pembentukan reaksi yang sempurna tidak sederhana dan menyangkut banyak tahapan reaksi, waktu pembakaran juga mempengaruhi dimensi ruang bakar
4. *Oxygen*, gas oksigen adalah salah satu penentu hasil pembakaran

Proses pembakaran dikatakan sempurna bila semua konstituen yang terdapat di dalam bahan bakar membentuk gas CO_2 , air (H_2O) dan gas nitrogen (N_2), sehingga tidak ada lagi bahan yang dapat terbakar. Jika oksigen yang dibutuhkan untuk proses pembakaran diperoleh dari udara, yang terdiri dari 79% nitrogen dan 21% oksigen, maka reaksi stoikiometri pembakaran hidrokarbon murni C_mH_n dapat ditulis dengan persamaan:



Persamaan ini telah di sederhanakan, karena cukup sulit untuk memastikan proses pembakaran yang sempurna dengan rasio ekivalen yang tepat dari udara. Jika terjadi pembakaran yang tidak sempurna, maka hasil persamaan diatas (gas



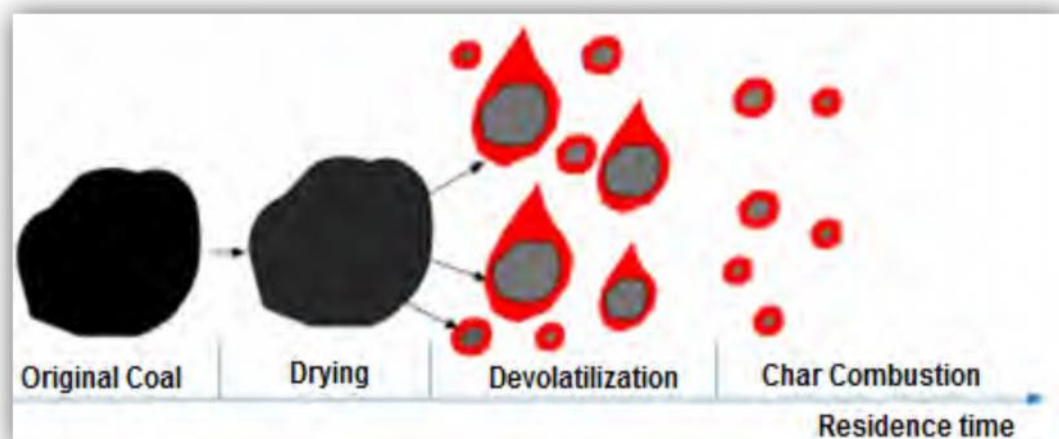
CO₂ dan H₂O) tidak akan terjadi melainkan akan terbentuk hasil oksidasi parsial misal berupa gas CO_x, NO_x dan SO_x. Gas SO_x yang terbentuk jika dibuang ke lingkungan bereaksi membentuk *acid* yang menimbulkan hujan asam sehingga meningkatkan korosifitas pada bahan-bahan logam yang terdapat di lingkungan.

2.2.3 Mekanisme Pembakaran Batubara

Pembakaran batubara yang terjadi di *furnace* pada *boiler* memiliki beberapa tahapan proses dari awal masuknya batubara sampai batubara terbakar habis di dalam *furnace*. Serbuk batubara dengan ukuran 200 mesh (70µm) akan diinjeksikan ke dalam *furnace* melalui *coal burner*, dan akan melewati beberapa tahapan sebagai berikut:

- Drying*, proses awal batubara sebelum bercampur dengan udara pembakaran di *furnace* yang bertujuan untuk menghilangkan *moisture* yang terkandung baik di permukaan ataupun di pori-pori batubara. Proses ini terjadi saat batubara bercampur dengan *air primary* di *pulverizer/mill*
- Devolatilization*, merupakan proses pemisahan antara *volatile matter* dan *char* (*fixed carbon*). Dimana *volatile matter* akan mengalami penguapan pada suhu sekitar 900 °C – 950 °C menyisakan *char* yang merupakan karbon padat yang menjadi bahan bakar utama dalam proses pembakaran di *furnace*.
- Char Combustion*, proses pembakaran karbon padat dengan oksigen baik dari udara pembakaran maupun dari gas hasil *devolatilization*.

Waktu tinggal batubara sampai habis terbakar di dalam *furnace* disebut *residence time*, merupakan jumlah waktu yang diperlukan batubara untuk mengalami proses *drying*, *devolatilization*, dan *char combustion* dalam *furnace*. Dari gambar 2.2 dapat dilihat bahwa *residence time* sendiri sangat dipengaruhi oleh komponen partikel batubara. Proses pembakaran batubara dengan metode *tangentially-fired* akan membuat batubara lebih cepat mengalami pembakaran,



Gambar 2.2 Proses pembakaran batubara



karena pola aliran pembakaran yang dihasilkan sangat turbulen, sehingga menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna. Pembakaran yang sempurna akan mengurangi terjadinya *slagging* maupun *fouling* pada *superheater*. (Singer, JG, 1993)

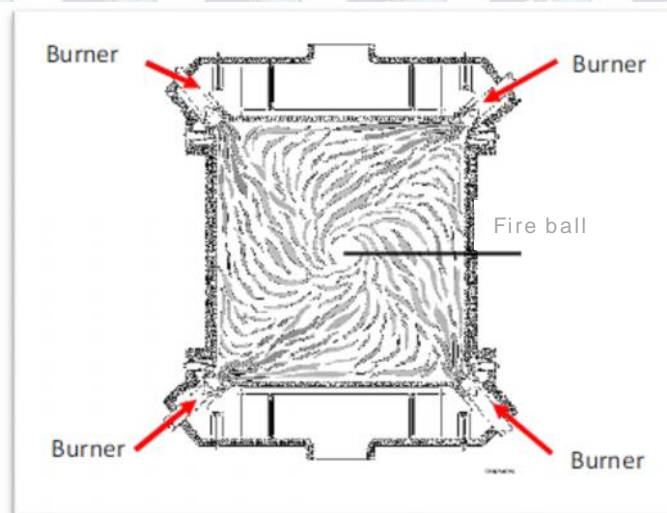
2.3 Sistem Pembakaran pada Boiler

2.3.1 *Tangentially-fired Pulverizer Coal Combustion*

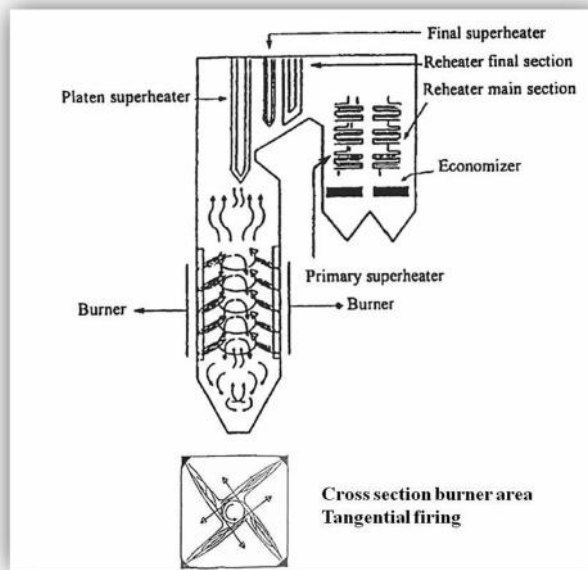
Pembakaran tangensial merupakan salah satu sistem pembakaran yang dilakukan pada *pulverized fuel boiler*. Pada umumnya menggunakan 4 (empat) buah titik pembakaran (*burner*) dari masing-masing sudut (*corner*) yang ditunjukkan pada gambar 2.3, berfungsi untuk menciptakan bola api (*fire ball*) pada pusat *furnace*. Pada masing-masing *corner* memiliki *burner* yang bertingkat.

Pembakaran tangensial (gambar 2.3 dan 2.4) memiliki kekurangan, yaitu pada pengaturan sudut pembakaran dan apabila ada gangguan pada *burner* akan mengakibatkan ketidakstabilan pembentukan lingkaran bola api (*fire ball*). Namun juga memiliki beberapa kelebihan yang menjadikannya banyak diminati dalam pemilihan sistem pembakaran *pulverizer boiler*, yaitu:

- Pencampuran bahan bakar dan udara yang baik sehingga pembakaran yang terjadi hampir sempurna dan distribusi temperatur lebih rata
- Heat flux* yang seragam di dinding ruang pembakaran sehingga kegagalan akibat tingginya tegangan termal dapat diminimalis
- Aliran udara dan bahan bakar dapat diarahkan, baik keatas atau kebawah sehingga dapat memvariasikan panas yang diserap dinding ruang pembakaran serta mengontrol suhu pada *superheater*
- Vortex motion* pada tengah *furnace* mengurangi terjadinya erosi dan *local-overheating* pada dinding *furnace*



Gambar 2.3 Pembakaran tangensial pada pulverizer boiler



Gambar 2.4 Bentuk burner pada tangential-fired boiler (El-Mahallawy, 2002)

- e. Emisi NO_x yang dihasilkan lebih rendah dari proses pembakaran lainnya
- f. Menghasilkan *fly ash* hanya 15% - 40% dari keseluruhan abu
- g. *Carbon Loss* lebih rendah dan dapat digunakan untuk proses pembakaran bahan bakar yang memiliki nilai kalor rendah

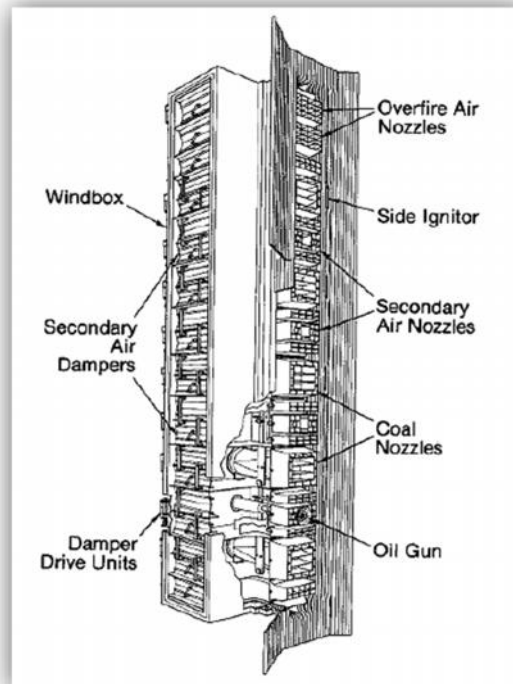
2.3.2 Over Fire Air (OFA)

Pada gambar 2.5 tampak jelas bagian-bagian dari *furnace*. *Secondary air* merupakan saluran pembawa udara pembakaran dari *forced draft fan* (FD Fan), sedangkan *coal nozzle* adalah saluran pembawa batubara di *pulverizer/coal mill* yang dibawa oleh udara transport dari *primary air fan* (PA Fan), termasuk juga *over fire air* (OFA).

Pembakaran dengan menggunakan *over fire air* adalah proses pembakaran pada *primary combustion zone* menggunakan suplai udara pembakaran yang kurang dari udara teoritis yang dibutuhkan. Sisa udara tersebut di injeksikan ke dalam ruang pembakaran melalui *over fire air* (OFA).

Pada *boiler* dengan pembakaran tangensial ini terdapat 2 (dua) macam *over fire air* yaitu *close coupled over fire air* (CCOFA) yang menggunakan *windbox* yang sama untuk udara pembakaran utama, dan *port* untuk *over fire air* tersebut berdekatan dengan susunan *burner*. Sementara itu, untuk *seperated over fire air* (SOFA) menggunakan *windbox* yang terpisah dengan *winbox burner*, dan untuk *port over fire air* tersebut terpisah beberapa jarak dengan susunan *burner*.

Diperlukan adanya kontrol terhadap udara yang di injeksikan pada *over fire air* agar tidak terjadi peningkatan pembentukan CO dan emisi hidrokarbon,



Gambar 2.5 Bagian-bagian dari furnace boiler

serta karbon yang tidak terbakar pada *fly ash*. Penggunaan *over fire air* juga menyebabkan pembakaran pada *furnace* lebih rendah, sehingga menyebabkan korosi dan suhu gas buang meningkat.

2.4 Efisiensi Boiler

Secara umum, efisiensi didefinisikan sebagai perbandingan antara *output* terhadap *input* dalam suatu proses. Efisiensi merupakan salah satu persamaan yang penting dalam termodinamika untuk mengetahui seberapa baik konversi energi atau proses transfer terjadi.

PLTU dirancang untuk menghasilkan output berupa energi listrik dalam besaran tertentu untuk sejumlah input berupa bahan bakar dalam jumlah tertentu pula. Bila seluruh komponen PLTU memiliki efisiensi yang tinggi, maka unjuk kerja (*performance*) PLTU tersebut dikatakan tinggi sehingga biaya operasi PLTU juga menjadi rendah.

Idealnya, dihendaki agar energi kimia (*input*) dapat diubah seluruhnya menjadi energi listrik (*output*). Pada kenyataannya, hal ini tidak mungkin dapat dilaksanakan, dikarenakan adanya berbagai kerugian (*losses*) yang terjadi hampir disetiap komponen PLTU. Akibat kerugian-kerugian tersebut, maka energi listrik yang dihasilkan PLTU selalu lebih kecil dari energi kimia yang masuk ke sistem PLTU. Untuk perhitungan efisiensi *boiler* pembangkit listrik berdasarkan pada *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) PTC 4.1. Ada 2 (dua)



metode yang digunakan, yaitu metode langsung (*direct method*) dan metode tidak langsung (*indirect method*).

2.4.1 Metode Langsung (*Direct Method*)

Metode perhitungan efisiensi *boiler* secara langsung biasa dikenal juga sebagai “*input-output method*”, yaitu perhitungan efisiensi secara cepat dengan menggunakan perbandingan antara fluida kerja (air dan uap) dengan energi yang terkandung dalam bahan bakar sesuai dengan ilustrasi pada gambar 2.6. Hanya saja pada metode langsung ini tidak diberikan penjelasan secara langsung mengenai rendahnya efisiensi karena tidak dapat dihitung kerugian-kerugian yang mempengaruhi efisiensi tersebut. Adapun nilai efisiensi *boiler* dapat dievaluasi menggunakan rumus berikut:

$$\text{Boiler efisiensi, } \eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \times 100\% \quad \dots(2.2)$$

$$\eta = \frac{\text{Heat in steam output}}{\text{Heat in fuel input}} \times 100\% \quad \dots(2.3)$$

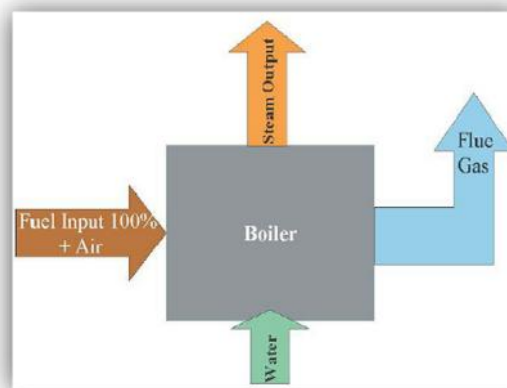
Data yang diperlukan untuk pengujian metode langsung ini adalah sebagai berikut:

a. *Heat Input*

- Jenis bahan bakar
- Jumlah bahan bakar
- Nilai kalor bahan bakar

b. *Heat Output*

- Jumlah *steam* yang dihasilkan
- Tekanan/temperatur *steam*
- Entalpi *steam*
- Tekanan/temperatur *feed water*
- Entalpi *feed water*



Gambar 2.6 Diagram Metode Langsung (Direct Method)



$$\text{Boiler efficiency, } \eta = \frac{Q(H-h)}{q \times GCV} \times 100\% \quad \text{..(2.4)}$$

Dengan, Q : Jumlah *steam* yang dihasilkan (Kg/Jam)

Q : Jumlah bahan bakar yang digunakan per jam (Kg/Jam)

GCV : Nilai kalori bahan bakar (Kcal/Kg)

H : Entalpi *steam* (Kcal/Kg)

h : Entalpi *feed water* (Kcal/Kg)

2.4.2 Metode Tak Langsung (*Indirect Method*)

Untuk menentukan efisiensi boiler dengan metode tidak langsung (*Indirect Method*), semua bentuk energi hilang (*losses*) yang terjadi pada boiler harus dihitung. Kehilangan-kehilangan tersebut berhubungan dengan jumlah bahan bakar yang dibakar, seperti yang tampak pada gambar 2.7. Dengan metode ini, akan sangat mudah untuk membandingkan hasil perhitungan berbagai boiler pada berbagai laju pembebanan.

$$\text{Efisiensi Boiler} = 100 - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8) \quad \text{..(2.5)}$$

Dengan, L_1 = Heat loss akibat dry flue gas

L_2 = Heat loss akibat evaporasi dari air yang terbentuk karena keberadaan H_2 di dalam bahan bakar (%)

L_3 = Heat loss akibat keberadaan air dalam bahan bakar

L_4 = Heat loss akibat keberadaan air dalam udara

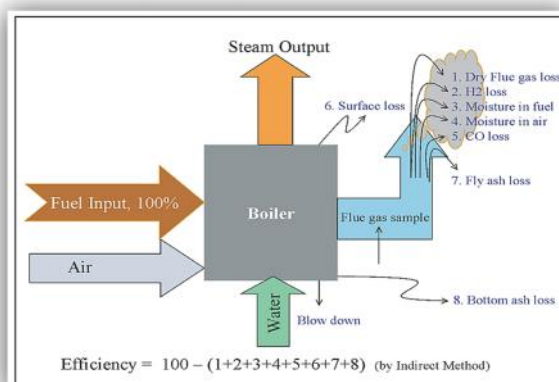
L_5 = Heat loss akibat pembakaran yang tidak sempurna

L_6 = Heat loss akibat radiasi dan konveksi

L_7 = Heat loss akibat senyawa tak terbakar di fly ash (%)

L_8 = Heat loss akibat senyawa tak terbakar di bottom ash (%)

Untuk menghitung efisiensi boiler dengan metode tidak langsung terlebih dulu dilakukan perhitungan *stoichiometric air fuel ratio* dan *excess air*. Berikut adalah gambar diagram dari *indirect method* :



Gambar 2.7 Diagram Metode Tak Langsung (*Indirect Method*)



Theoretical Air Required

$$\text{Theoretical air} = 4.31 \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \text{ kg} / 100 \text{ kg fuel} \quad \dots(2.6)$$

$$\text{Theoretical air} = \frac{[(11,6 \times C) + \{34,8 \times (H_2 - \frac{O_2}{8})\} + (4,35 \times S)]}{100} \quad \dots(2.7)$$

Total oksigen yang dibutuhkan:

$$\text{Total } O_2 = \frac{\text{Theoretical air}}{4.31} \quad \dots(2.8)$$

Total nitrogen yang dibutuhkan:

$$\text{Total } N_2 = \text{Theoretical air} - \text{Total } O_2 \quad \dots(2.9)$$

Menghitung *excess air*

$$\text{Moles of C} = \frac{\text{Wt of C in fuel}}{\text{Mol wt of C}} \quad \dots(2.10)$$

$$\text{Moles of } N_2 = \frac{\text{Wt of } N_2 \text{ in Theoretical Air}}{\text{Moles of } N_2} + \frac{\text{Wt of } N_2 \text{ in Fuel}}{\text{Moles of } N_2} \quad \dots(2.11)$$

$$\text{Theoretical } CO_2 \% = \frac{\text{Moles of C}}{\text{Moles of } N_2 + \text{Moles of C}} \quad \dots(2.12)$$

$$\text{Excess Air (EA)} = \frac{7900 \times [(CO_2\%)_t - (CO_2\%)_a]}{(CO_2\%)_a \times [100 - (CO_2\%)_t]} \quad \dots(2.13)$$

Menghitung *Actual Air Supplied*

$$\text{AAS} = \left[1 + \frac{\text{EA}}{100} \right] \times \text{Theoretical Air} \quad \dots(2.14)$$

Berbagai bentuk hilangnya energi (*heat losses*) yang berhubungan dengan operasi *boiler* dapat ditentukan melalui berbagai rumus berikut ini.

a. *Heat loss* akibat *dry flue gas*

Bentuk hilang energi ini merupakan yang paling besar dan dapat ditentukan melalui rumus berikut.

$$L_1 = \frac{m \times C_p \times (T_f - T_a)}{\text{GCV bahan bakar}} \times 100 \quad \dots(2.15)$$

Dengan,

m = massa *dry flue gas* dalam kg/kg bahan bakar

= produk pembakaran bahan bakar : $CO_2 + SO_2 + N_2$ dlm bahan bakar + N_2 dari udara + O_2 dalam *flue gas*

C_p = Kapasitas panas dalam Kcal/Kg

T_f = Temperatur *flue gas* dalam $^{\circ}C$

T_a = Temperatur ambient dalam $^{\circ}C$

b. *Heat loss* akibat evaporasi dari air yang terbentuk karena keberadaan gas H_2 di dalam bahan bakar (*fuel*), (%)

Pembakaran dari hidrogen menyebabkan hilang energi karena produk



pembakaran tersebut salah satunya adalah air. Air ini dikonversi menjadi *steam* dan menyebabkan hilangnya energi yang sebanding dengan kalor latennya.

$$L_2 = \frac{9 \times H_2 \times \{584 + C_p \times (T_f - T_a)\}}{GCV \text{ bahan bakar}} \times 100 \quad \dots(2.16)$$

Dengan,

H_2 = kg hidrogen yang ada dalam 1 kg bahan bakar

C_p = Kapasitas panas dari *superheated steam* dalam Kcal/Kg°C

T_f = Temperatur *flue gas* dalam °C

T_a = Temperatur ambient dalam °C

584 = Kalor laten air

c. *Heat loss* akibat keberadaan air dalam bahan bakar

Air yang memasuki *boiler* dengan bahan bakar yang keluar sebagai uap *superheated*. Kandungan air ini dihasilkan dari panas sensibel yang akan mengubah air tersebut menjadi uap pada titik didihnya, kalor laten dari evaporasi air, dan panas yang diperlukan untuk menaikkan temperatur *steam* hingga mencapai temperatur gas keluar (*exhaust gas*). Bentuk hilang energi ini dapat ditentukan dengan rumus berikut.

$$L_3 = \frac{M \times \{584 + C_p \times (T_f - T_a)\}}{GCV \text{ bahan bakar}} \times 100 \quad \dots(2.17)$$

Dengan,

M = kg air yang ada dalam 1 kg bahan bakar

C_p = Kapasitas panas dari *superheated steam* dalam Kcal/Kg°C

T_f = Temperatur *flue gas* dalam °C

T_a = Temperatur ambient dalam °C

584 = Kalor laten air

d. *Heat loss* akibat keberadaan air dalam udara

Uap yang terbentuk akibat kelembaban yang dibawa udara merupakan uap *superheated* karena uap tersebut melewati *boiler*. Karena panas tersebut melalui bagian cerobong (*stack*), maka harus diperhitungkan sebagai salah satu bentuk hilang energi. Untuk menghubungkan bentuk hilang energi ini dengan massa dari bahan bakar yang dibakar, kandungan air dalam udara pembakaran dan jumlah udara yang dipasok untuk tiap unit massa dari bahan bakar harus diketahui.

$$L_4 = \frac{AAS \times \text{humidity factor} \times C_p \times (T_f - T_a)}{GCV \text{ bahan bakar}} \times 100 \quad \dots(2.18)$$

Dengan,

AAS = massa aktual dari udara yang dipasok per kg bahan bakar

Humidity factor = Kg air/Kg udara kering



- C_p = Kapasitas panas dari *superheated steam* dalam Kcal/Kg°C
 T_f = Temperatur *flue gas* dalam °C
 T_a = Temperatur ambient dalam °C

e. *Heat loss* akibat pembakaran yang tidak sempurna

Produk yang terbentuk dari pembakaran yang tidak sempurna dapat dicampur dengan oksigen dan dibakar kembali dengan menghasilkan sejumlah energi. Sejumlah produk yang terlibat meliputi gas CO, H₂ dan berbagai senyawa hidrokarbon lain serta secara umum ditemukan di dalam *flue gas* dari *boiler*. Gas CO merupakan satu-satunya gas dengan konsentrasi yang dapat ditentukan dengan mudah melalui uji *boiler*.

$$L_5 = \frac{\% \text{ CO} \times C}{\% \text{ CO} + \% \text{ CO}_2} \times \frac{5744}{\text{GCV bahan bakar}} \times 100 \quad \text{..(2.19)}$$

Dengan,

- M = kg air yang ada dalam 1 kg bahan bakar
 C_p = Kapasitas panas dari *superheated steam* dalam Kcal/Kg°C
 T_f = Temperatur *flue gas* dalam °C
 T_a = Temperatur ambient dalam °C
584 = Kalor laten air

f. *Heat loss* akibat radiasi dan konveksi

Umumnya, bentuk hilang energi akibat perpindahan panas secara konveksi dan radiasi diasumsikan berdasarkan jenis dan dimensi dari *boiler* seperti contoh berikut :

Untuk *fire tube/ packaged boiler* industrial = 1,5% – 2,5%

Untuk *water tube boiler* industrial = 2% – 3%

Untuk *power station boiler* = 0,4% – 1%

Akan tetapi, bentuk hilang energi ini dapat ditentukan apabila luas dan temperatur permukaan dari *boiler* tersebut diketahui melalui perhitungan berikut ini :

$$L_6 = 0,548 \times \left[\left(\frac{T_s}{55,55} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{55,55} \right)^4 \right] + 1,957 \times (T_s - T_a)^{1,25} \times \sqrt{(196,85 V_m + 689)/68,9} \quad \text{..(2.20)}$$

Dengan,

- L_6 = Hilang energi akibat radiasi dalam W/m²
 V_m = Kecepatan angin dalam m/s
 T_s = Temperatur *flue gas* dalam K
 T_a = Temperatur ambient dalam K



g. *Heat loss* akibat senyawa tak terbakar di *fly ash* (%)

$$L_7 = \frac{\frac{\text{Jumlah abu}}{\text{kg bahan bakar}} \times \text{GCV fly ash}}{\text{GCV bahan bakar}} \times 100 \quad \dots(2.21)$$

h. *Heat loss* akibat senyawa tak terbakar di *bottom ash* (%)

$$L_8 = \frac{\frac{\text{Jumlah abu}}{\text{kg bahan bakar}} \times \text{GCV bottom ash}}{\text{GCV bahan bakar}} \times 100 \quad \dots(2.22)$$

i. *Uncounted Loss*

Uncounted Losses merupakan losses pada *boiler* yang sulit dihitung. Salah satu contoh *uncounted losses* yaitu *heat loss* yang terkandung pada *soot* dan *slag*, memang secara perhitungan diasumsikan *soot* dan *slag* akan ikut masuk dalam *ash hopper* yaitu ketika proses *soot blowing* dan dihitung bersama dengan *heat loss* pada *bottom ash*, tapi kemungkinan masih banyak menempel pada *tube boiler* masih cukup besar hal ini terlihat saat *overhaul* terdapat *soot* dan *slag* yang cukup banyak pada *tube boiler*. Pada PLTU Rembang ditetapkan *uncounted loss* sebesar 0.23%.

2.4.3 Faktor yang Mempengaruhi Performa Boiler

Berbagai potensi peningkatan efisiensi energi di dalam boiler ditentukan oleh sejumlah faktor, berikut adalah penjelasannya :

1. Kontrol temperatur *stack*

Temperatur cerobong (*stack*) harus serendah mungkin. Akan tetapi nilainya tidak boleh terlalu rendah karena uap air di bagian keluaran cerobong akan terkondensasi pada dinding cerobong. Perlu diketahui bahwa kandungan sulfur yang signifikan dalam bahan bakar dapat menyebabkan terjadinya *sulphur dew point corrosion*. Temperatur cerobong yang lebih dari 200°C mengindikasikan potensi penghematan panas yang terbuang. Hal ini juga mengindikasikan terjadinya *scaling* pada peralatan penukar panas sehingga bagian gas buang dan air perlu segera dibersihkan

2. Pemanasan awal air umpan boiler menggunakan *economizer*

Umumnya, gas buang meninggalkan bagian *shell 3 pass boiler* berada pada temperatur 200°C-300°C. Oleh karena itu, terdapat potensi untuk mengurangi hilangnya panas dari gas ini. Temperatur gas buang keluar boiler biasanya dipertahankan pada temperatur 200°C, sehingga senyawa sulfur oksida dalam gas buang tidak terkondensasi dan menyebabkan korosi pada permukaan alat penukar panas

3. Pemanasan awal udara pembakaran

Pemanasan awal udara pembakaran merupakan salah satu alternatif di samping pemanasan awal air umpan boiler. Untuk meningkatkan efisiensi sebanyak 1%, temperatur udara pembakaran harus ditingkatkan hingga $\pm 20^\circ\text{C}$.



4. Minimalisasi pembakaran yang tidak sempurna

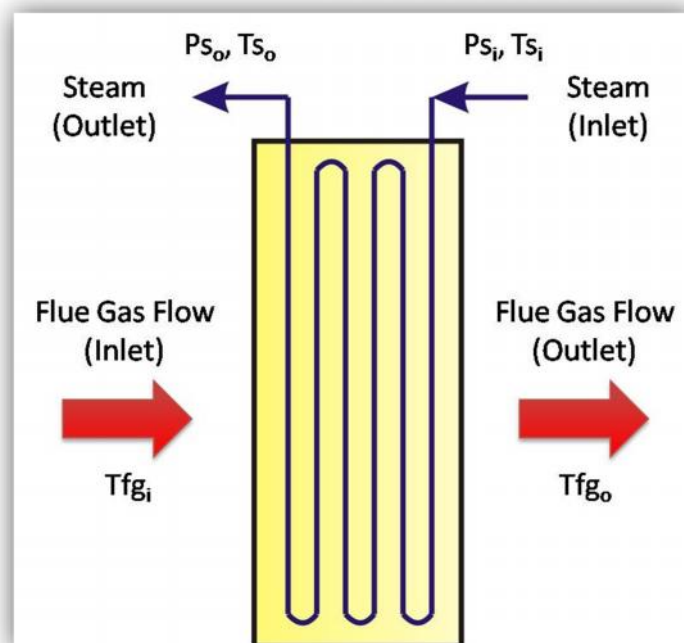
Potensi pembakaran yang tidak sempurna dapat meningkat akibat minimnya jumlah udara yang dipasok atau distribusi bahan bakar yang tidak merata. Hal ini biasanya teridentifikasi dari warna asap, dan harus segera dikoreksi. Sebab utama dari terjadinya pembakaran yang tidak sempurna adalah proses pencampuran yang tidak sempurna antara bahan bakar dan udara pembakaran pada *burner*.

5. Kontrol udara berlebih

Jumlah udara berlebih pada semua kasus diperlukan untuk memastikan terjadinya pembakaran bahan bakar dengan sempurna. Jumlah udara berlebih yang optimal untuk memperoleh efisiensi *boiler* yang maksimal terjadi apabila jumlah dari berbagai bentuk hilang energi (*heat losses*) akibat pembakaran yang tidak sempurna dan panas yang terbawa oleh *flue gas* dapat diminimalisasi. Hal ini sangat bergantung pada rancangan *furnace*, jenis *burner*, bahan bakar yang digunakan dan variabel proses lain yang terlibat.

2.5 Perhitungan Panas yang Diserap *Heat Exchanger* dan *Wall Tube* di dalam *Furnace*

Heat exchanger dan *water-wall tube* di dalam *furnace* bertugas untuk menyerap panas dari hasil pembakaran dan *flue gas*. Adapun panas yang didapatkan yaitu berasal dari *flue gas* hasil pembakaran batubara. Penyerapan panas oleh *heat exchanger* diilustrasikan dengan gambar 2.8 dibawah ini :



Gambar 2.8 Heat exchanger



$$q = \dot{m}_{steam} \cdot C_{p_{steam}} \cdot \Delta T = \dot{m}_{fg} \cdot C_{p_{fg}} \cdot \Delta T \quad ..(2.23)$$

$$q'' = q/A \quad ..(2.24)$$

$$q''' = q/Vol \quad ..(2.25)$$

2.6 Pembakaran Oxy-fuel

Kinerja *furnace* dapat ditingkatkan dengan penambahan oksigen. Dengan mengurangi atau meniadakan nitrogen *inert* yang masuk ke dalam *furnace*, pembakaran yang ditingkatkan dengan gas oksigen telah terbukti menambah produksi, menurunkan konsumsi bahan bakar, mengurangi emisi dan memperpanjang masa pakai *furnace*.

Pembakaran *oxy-fuel* adalah salah satu teknologi *Carbon Capture Storage* (CCS) sebagai upaya mengurangi atau bahkan meniadakan emisi CO₂ hasil dari pembakaran bahan bakar fosil di pembangkit listrik. Teknologi *oxy-fuel* menggunakan oksigen murni yang didapat dari udara dengan menghilangkan gas nitrogen menggunakan *air separation unit* (ASU). Gas buang yang dominan CO₂ dapat memudahkan dalam proses pemisahan gas CO₂ untuk ditangkap dan kemudian disimpan. Resirkulasi gas buang digunakan untuk menurunkan efek temperatur gas pembakaran yang terlalu tinggi akibat dari pembakaran dengan oksigen murni. Penambahan konsentrasi gas oksigen yang kecil pun dapat berdampak besar pada operasi *furnace* dan kontrol zona pembakaran, terutama saat menggunakan bahan bakar dengan nilai kalor cenderung rendah.

2.7 Simulasi Pembakaran Batubara didalam Ruang Bakar Generator Uap

Simulasi numerik proses pembakaran dalam ruang bakar sebuah generator uap PLTU merupakan salah satu metode untuk mengetahui fenomena fisik yang terjadi di dalam ruang bakar. Oleh karena itu dibutuhkan persamaan-persamaan fisik yang mengatur proses yang terjadi di dalam ruang bakar yang antara lain:

1. Persamaan kekekalan massa (kontinuitas)
2. Persamaan kekekalan momentum
3. Persamaan kekekalan energi

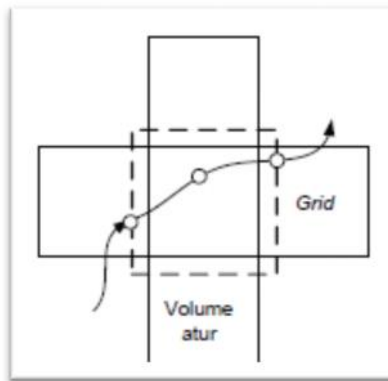
Persamaan-persamaan tersebut selanjutnya akan diselesaikan secara numerik dengan bantuan perangkat lunak.

2.7.1 Persamaan Kekekalan Massa (kontinuitas)

Persamaan kontinuitas yang diterapkan adalah:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad ..(2.26)$$

Persamaan diatas adalah persamaan umum kontinuitas untuk aliran *incompressible* maupun *compressible*.



Gambar 2.9 Ilustrasi simulasi transfer massa, momentum, dan energi fasa diskrit dengan fasa kontinu

S_m adalah sumber massa (*mass source*) dari fasa diskrit ataupun reaksi spesies. Interaksi massa, momentum, dan energi fasa kontinu dengan fasa diskrit dijelaskan dalam gambar 2.9.

1.7.2 Persamaan kekekalan momentum

Persamaan umum kekekalan momentum dalam arah i untuk fasa kontinu diberikan dalam persamaan:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad \text{..(2.27)}$$

dengan p adalah tekanan statis, τ_{ij} adalah tensor tegangan geser, g_i dan F_i adalah pengaruh gaya gravitasi dan gaya eksternal atau gaya luar. Tensor tegangan geser dinyatakan sebagai:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad \text{..(2.28)}$$

Dengan μ adalah viskositas molekular dan T_{ij} adalah tensor satuan.

2.7.3 Persamaan kekekalan energi

Persamaan umum kekekalan energi dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla [\vec{v}(\rho E + p)] = -\vec{v}(\sum_j h_j J_j) + S_h \quad \text{..(2.29)}$$

Dimana J_j adalah fluks difusi spesies, h_j adalah entalpi spesies dan p adalah tekanan. Suku S_h adalah sumber energi yang berasal dari reaksi, radiasi, perpindahan panas antara fasa kontinu dengan fasa diskrit, dan fluks energi. Pengaruh energi potensial dan kinetik diwakili oleh E pada suku kedua ruas kiri.

1.8 Penelitian Terdahulu

(Backreedy, dkk, 2004) melakukan penelitian tentang perilaku *single coal* dan *coal blends* pada *tangentially-fired boiler* terhadap prosentase *unburnt carbon* dan kadar NO_x yang dihasilkan. Dibawah ini adalah daftar batubara yang digunakan beserta hasil analisa *proximate*, *ultimate*, dan *maceral analysis* :

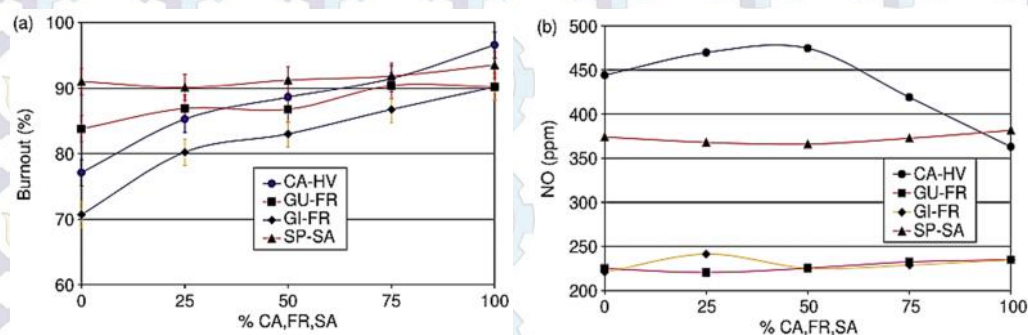


Tabel 2.2 Properti tiap batubara (Backreedy, 2004)

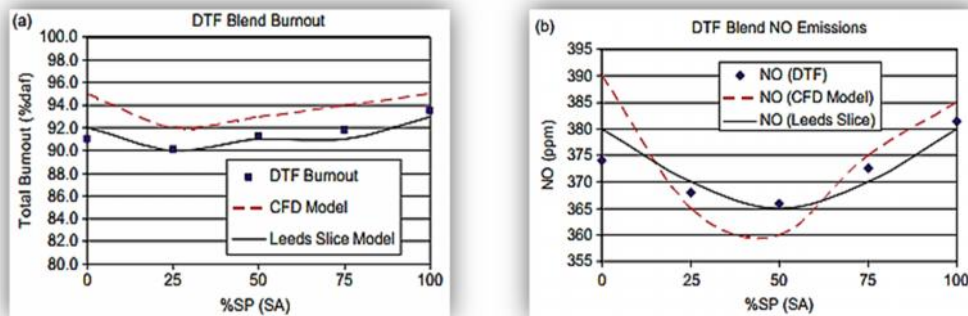
Coal	GI	HV	SA	SP	GU	CA	FR
Rank	an	sa	hvb	hvb	hvb	hvb	hvb
<i>Proximate analysis (wt%, db)</i>							
Ash	7.8	8.0	15.3	27.8	5.4	6.9	5.2
VM	4.0	9.0	27.9	23.8	36.8	37.2	38.0
FC ^a	88.2	83.0	56.8	48.4	57.8	55.9	56.8
<i>Ultimate analysis (wt%, daf)</i>							
C	94.3	87.8	82.2	85.8	81.8	80.2	84.9
H	2.1	3.2	4.5	4.8	5.7	5.1	6.3
N	0.9	1.7	2.1	1.6	1.2	1.8	1.2
S	0.8	1.9	1.0	1.8	0.7	1.6	0.6
O ^a	1.9	5.4	10.2	6.0	10.6	11.3	7.0
<i>Maceral analysis (vol%, mmf)</i>							
Vitrinite	97.3	94.7	41.2	81.3	76.7	89.3	41.2
Liptinite	0.0	0.0	3.7	6.2	3.8	5.4	33.2
Inertinite	2.7	5.3	55.1	12.5	19.5	5.3	25.6
R _o (%)	4.15	2.24	0.75	1.43	0.69	0.74	0.83

Pemodelan yang digunakan pada penelitian ini menggunakan model CFD dengan Fluent 6.1 dan model slice yang kemudian akan dibandingkan dengan hasil eksperimen yang dilakukan pada *Drop Tube Flow* (DTF). DTF digunakan karena pada dasarnya memiliki tingkat pemanasan partikel yang menyerupai pembakaran pada *pulverised coal boiler*, selain itu juga dapat menghitung *residence time* yang terjadi pada batubara.

Dari gambar 2.10 disimpulkan bahwa batubara yang memiliki nilai kalor lebih kecil menghasilkan lebih sedikit *unburnt carbon*, dan ketika batubara campuran melalui proses pembakaran maka akan terbakar lebih cepat dibandingkan saat dibakar sendiri.



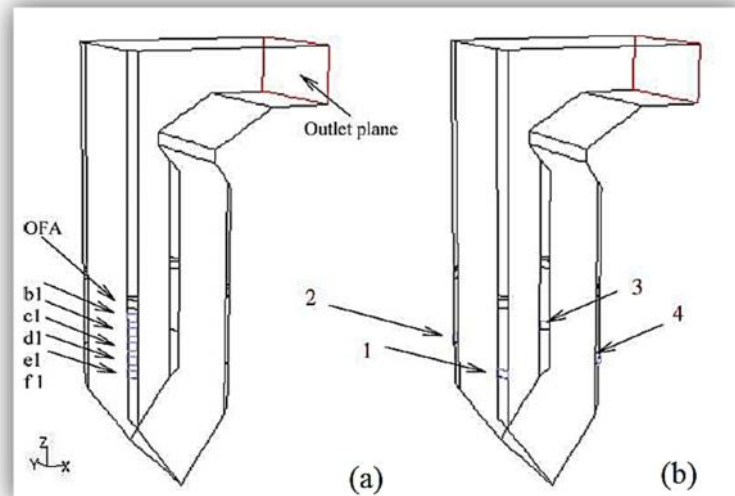
Gambar 2.10 Hasil eksperimen pembakaran 4 coal blend pada (a) Degree of carbon burnout, (b) NO emission



Gambar 2.11 Eksperimen vs hasil perhitungan data untuk (a) burnout dan (b) emisi NO pada campuran batubara SP dan SA di Drop Tube Flow (DTF)

Gambar 2.11 menunjukkan hasil perbandingan antara eksperimen dan simulasi untuk *burnout* dari batubara dengan 2 (dua) model komputasi, yaitu *CFD model* dan *Leeds char model*. Diperoleh hasil yang sama ketika 2 (dua) batubara yang berbeda nilai kalornya dibakar secara bersamaan, batubara dengan nilai kalor rendah akan bereaksi lebih cepat dibandingkan pada saat kondisi terbakar sendiri (tanpa pencampuran batubara). Hal ini menunjukkan bahwa batubara lebih reaktif dibakar dalam keadaan oksigen yang berlebih. Dari gambar diatas juga tampak bahwa permodelan menggunakan model *slice* lebih mendekati pengukuran secara eksperimen, dibandingkan dengan menggunakan model *CFD*.

Pada penelitian ini juga dilakukan simulasi pembakaran batubara campuran antara 40% *Spanish Coal (sp)* dan 60% *South-Africa Coal (sa)* pada sebuah *boiler* dengan daya 350 MWe, dimana batubara sp diinjeksikan melalui *burner E* dan *F* sedangkan batubara sa diinjeksikan melalui *burner B, C, dan D*. Pengamatan dilakukan dengan empat tipe, yaitu tipe No.1 pengamatan NOx dan CO pada pembebanan awal, tipe No.2 pengamatan NOx, CO, dan *unburnt carbon* tanpa CCOFA, tipe No.4 pengamatan NOx, CO, dan *unburnt carbon* dibandingkan dengan kelebihan udara pada pembakaran, dan tipe No.6 pengamatan pembakaran dengan CCOFA dan efeknya pada kadar NOx, CO dan *unburnt carbon* yang terjadi.



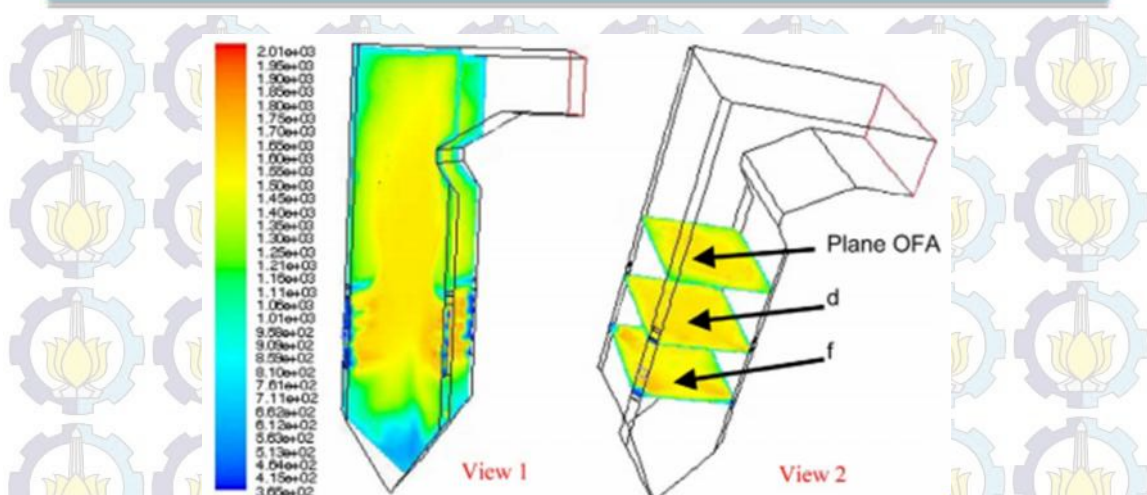
Gambar 2.12 (a) Burner pada furnace dan (b) coal injection pada burner (Backreedy, 2004)

Berikut adalah perbandingan prosentase *unburnt carbon* dan NO_x yang terbentuk pada *tangentially-fired boiler* dengan kedua pemodelan dan hasil pengukuran.

Tabel 2.3 Perbandingan *unburnt carbon* dan NO_x (Backreedy, 2004)

Test type	%UBC			Mean NO (ppm)		
	Measured	CFD	Leeds slice	Measured	CFD	Leeds slice
1	3.12	5.2	3.5	302	512	420
2	3.03	5.5	4.1	466	600	308
4	4.15	7.3	4.0	357	520	350
6	4.06	8.0	3.7	251	430	304

Disimpulkan bahwa penggunaan CCOFA mengurangi kadar NO_x yang terbentuk, namun meningkatkan kadar *unburnt carbon*. Selain itu dengan menggunakan informasi komposisi batubara dan beberapa data yang mempengaruhi temperatur dapat memungkinkan untuk mengetahui kontur temperatur *furnace* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.13 dibawah ini :



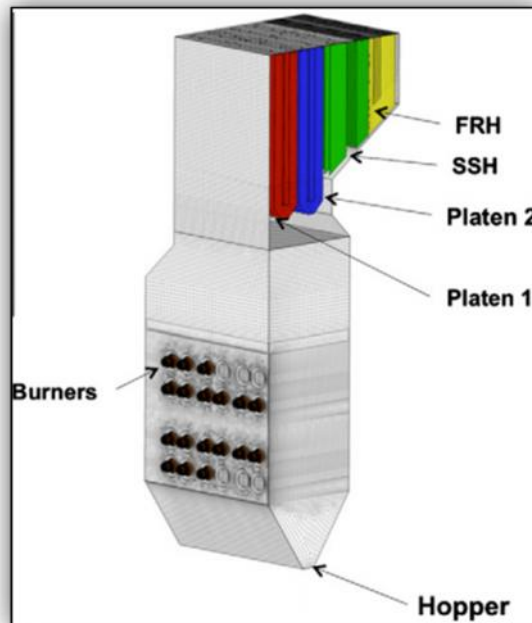
Gambar 2.13 Kontur temperatur dengan CFD (K) pada T-fired furnace, (1) temperatur didalam furnace, dan (2) temperatur pada tampilan across injection d, f dan over fire air (OFA)

(Black, dkk, 2013) melakukan penelitian tentang pengaruh pembakaran batubara dan *biomassa* menggunakan *oxy-fuel* pada *boiler* pembangkit listrik dengan permodelan *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Dijelaskan pada tabel 2.4, bahwa bahan bakar *biomass* kandungan sulfur dan nitrogennya cukup rendah jika dibandingkan dengan batubara, sehingga dapat mengurangi pembentukan emisi gas SO_x dan NO_x .

Tabel 2.4 Properties dari batubara dan biomass

	Pittsburgh 8	Wood
<i>Ultimate analysis (wt%) (daf)</i>		
Carbon	83.4	52.3
Hydrogen	5.5	6.4
Oxygen (by diff.)	6.9	41.1
Nitrogen	1.6	0.2
Sulphur	2.6	Trace
<i>Proximate analysis (wt%) (ar)</i>		
Fixed carbon	50.3	18.9
Volatile matter	31.0	72.6
Ash	10.3	5.7
Moisture	8.4	2.8
GCV (MJ/kg)	28.54	18.90

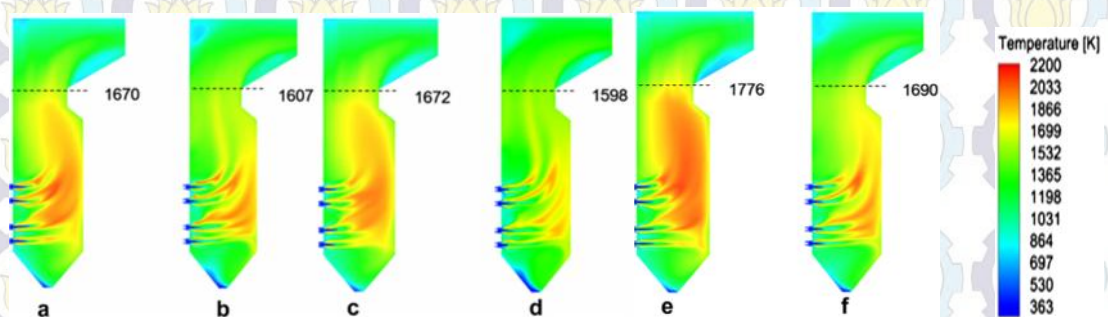
Penelitian ini dilakukan pada *Didcot Power Station* di Inggris, dengan kapasitas 500 MW. *Boiler* terdiri dari *furnace*, *primary superheater platens*, *secondary superheater* (SSH) dan *final reheater* (FRH) seperti yang tampak pada gambar 2.14 dibawah ini:



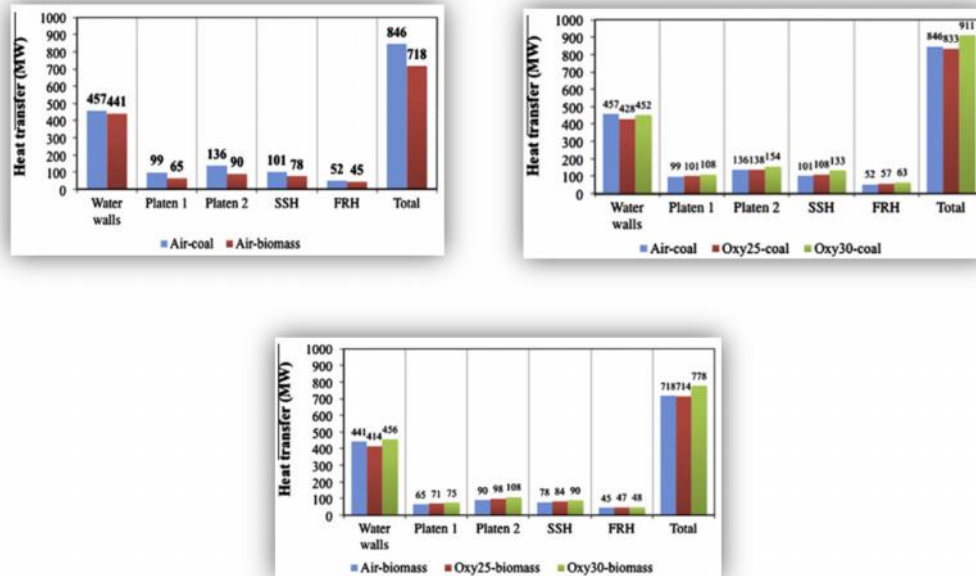
Gambar 2.14 Geometri dari boiler

Dilakukan perbandingan pengaruh pembakaran *biomass* dan batubara menggunakan metode *air-fuel* dan *oxy-fuel*, dengan variasi untuk oksigen yaitu 25% dan 30% konsentrasi volumetrik untuk inputan oksigennya.

Dalam penelitian ini, *boiler* telah disimulasikan menggunakan CFD dengan submodel standar dan divalidasi dalam kondisi *air-coal* terhadap data eksperimen dan spesifikasi pabrikan. Dengan menggunakan simulasi CFD yang telah tervalidasi memungkinkan digunakan sebagai alat untuk memprediksi dan memeriksa perubahan perpindahan panas dan suhu saat pembakaran batubara atau *biomass* pada kondisi *air-fuel* atau *oxy-fuel*. Dalam hal ini, untuk *thermal input*, konsentrasi oksigen keluar, kebocoran udara dan jumlah *burner* yang dioperasikan adalah konstan.



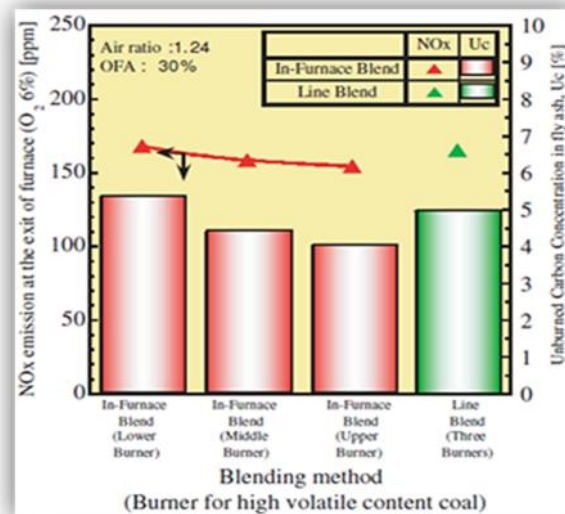
Gambar 2.15 Distribusi Temperatur (a) air-coal (b) air-biomass (c)oxy25-coal (d) oxy25-biomass (e) oxy30-coal dan (f) oxy30-biomass



Gambar 2.16 Grafik perpindahan panas dalam kondisi air-coal air-biomass, dan variasi % konsentrasi oksigen

Menurut prediksi, pembakaran *biomass* akan menghasilkan perpindahan panas yang lebih rendah pada *wall tubes* baik dalam kondisi *air-fuel* dan *oxy-fuel*, meskipun pada kondisi *oxy-fuel* temperatur lebih tinggi. Untuk pembakaran *oxy-biomass*, ukuran partikel akan memberi dampak melebihi efek peningkatan konsentrasi oksigen pada perpindahan panas. Pada kasus *oxy-coal* diperoleh hasil yang lebih tinggi pada temperatur dan perpindahan panas seiring dengan peningkatan konsentrasi oksigen. Perpindahan panas dan temperatur mempunyai karakter yang hampir sama dengan *air-fuel* jika konsentrasi oksigen yang digunakan antara 25% dan 30% pada metode *oxy-fuel*. Hal tersebut dapat dilihat pada gambar 2.15 dan 2.16.

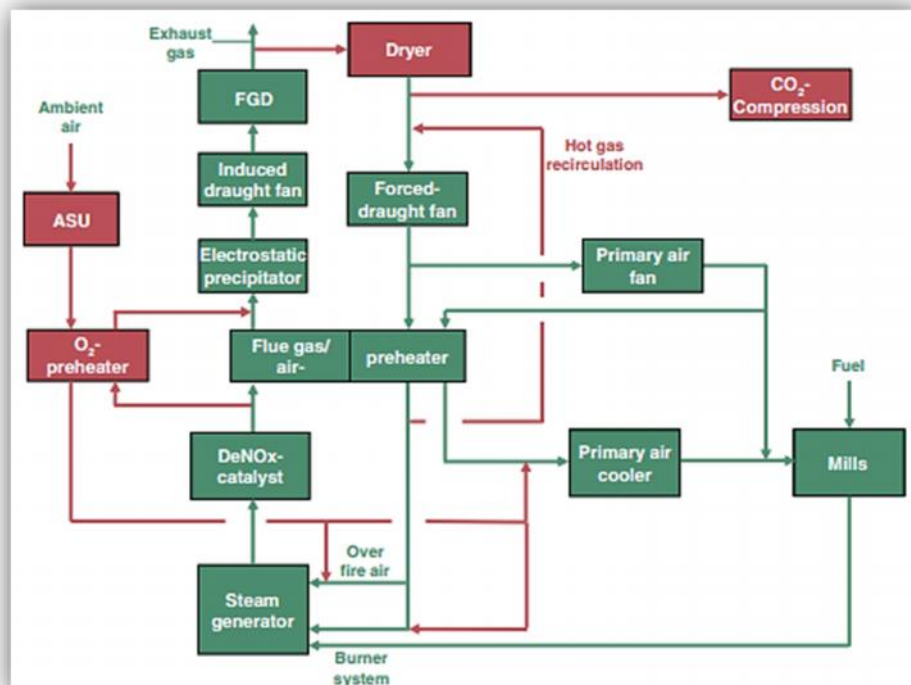
(Ikeda, dkk, 2003) meneliti pengaruh metode *blending* antara batubara yang mempunyai kandungan nilai kalor, *volatile matter* dan *moisture* yang berbeda terhadap emisi NO_x dan kandungan *unburned carbon* dalam abu terbang menggunakan CFD dan *test furnace* dengan tiga level *burner*. Ikeda meneliti pengaruh metode *blending* beberapa jenis batubara terhadap pembakaran dalam *furnace* dan emisi NO_x yang dihasilkan. Dalam penelitian ini divariasikan pengumpanan batubara dengan kandungan *volatile matter* dan *moisture* yang lebih tinggi pada tiap elevasi *burner* untuk metode *in-furnace blending* dan juga *blended coal* pada *out-furnace blending*. Hasilnya diperoleh, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.17, bahwa *coal blending* yang dilakukan didalam *furnace* serta penempatan batubara dengan kandungan *volatile matter* didalamnya



Gambar 2.17 Pengaruh coal blending terhadap emisi NO_x dan unburnt carbon dalam fly ash

dan *moisture* yang lebih tinggi pada burner level atas lebih efektif mengurangi emisi NO_x dan kandungan *unburned carbon* dalam abu terbang.

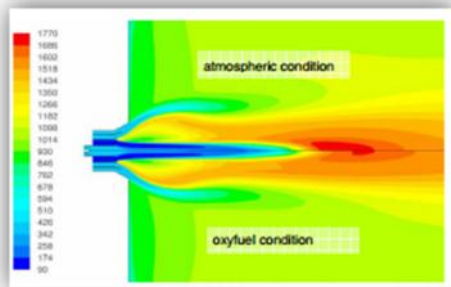
(Tigges, dkk, 2007) meneliti tentang konversi pembangkit batubara yang telah beroperasi dengan menggunakan *air-fired mode* menjadi *oxyfuel-fired mode*.



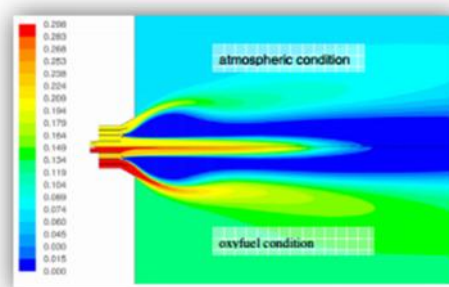
Gambar 2.18 Proses firing power plant menggunakan udara (garis hijau) dan oxyfuel (garis merah)



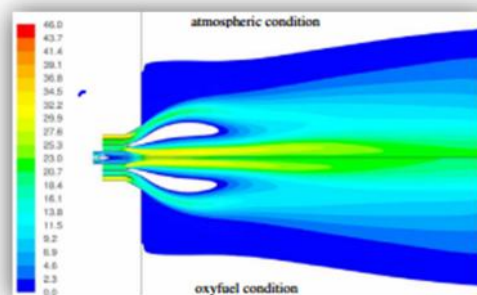
Menurut gambar 2.18, pada pembakaran menggunakan udara di pembangkit listrik, udara bakar dipanaskan di *air preheater* (APH) dan didistribusikan ke *mill* (*primary air*), *burner* dan *overfire air* (OFA). Sebagian dari *primary air* digunakan untuk pemanas awal *feedwater* pada *mill air cooling cycle*. Hal ini meningkatkan efisiensi keseluruhan proses pembangkit dengan meminimalkan udara dingin ke *mill* untuk mengurangi temperatur keluar dari siklus *flue gas*. Selain itu, uap kurang perlu diambil dari turbin. Setelah pembakaran *flue gas* didinginkan di *air preheater*, konsentrasi NO_x menurun, debu akan ditangkap oleh *electrostatic precipitation* (ESP) dan SO_x dihilangkan menggunakan *limestone* di *wet scrubber*. Di dalam *boiler*, uap utamanya dipanaskan melalui radiasi dalam tungku dan perpindahan panas secara konveksi pada *superheaters*, *reheaters* dan *economizer* pada jalur konveksi. Sedangkan untuk pembakaran menggunakan *oxyfuel* tidak jauh berbeda dengan pembakaran menggunakan udara. Dilakukan pemisahan antara oksigen dan nitrogen pada *air separated unit* (ASU), kemudian produk oksigen yang dihasilkan dipanaskan terlebih dahulu melalui *O₂ preheater* baru diinjeksikan pada sistem *burner* dan *overfire air*.



(a) Distribusi Temperatur, °C

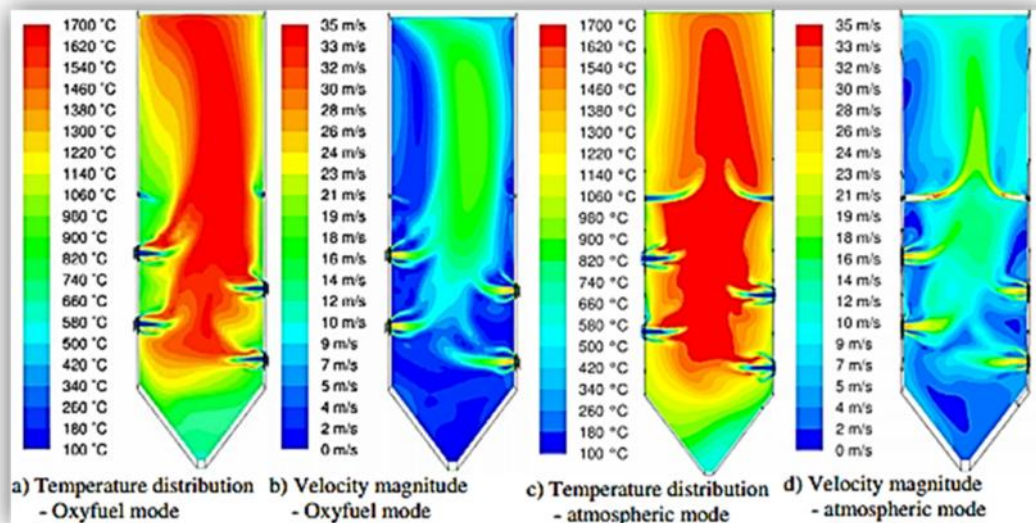


(b) Fraksi Volume Oksigen



(c) Kecepatan aksial (m/s)

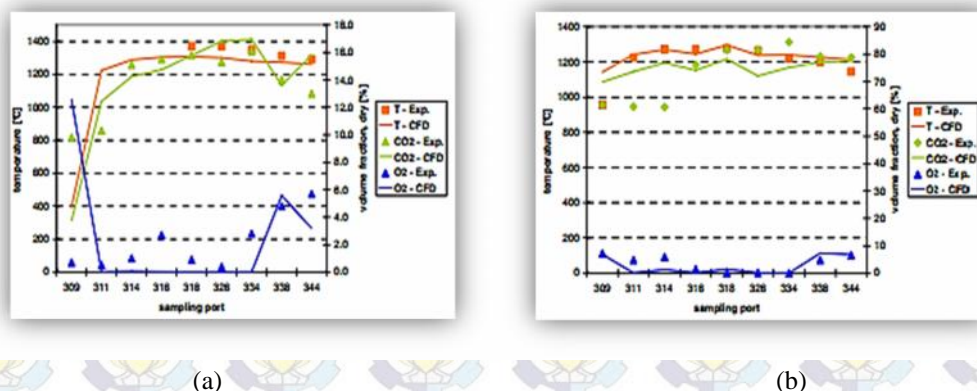
Gambar 2.19 Hasil analisa menggunakan CFD ditinjau dari burner dengan kondisi atmosferik dan oxy-fuel



Gambar 2.20 Simulasi temperatur dan velocity magnitudes pada kondisi oksigen dan atmosferik

Pada gambar 2.19, menunjukkan profile yang dihasilkan dalam 2 (dua) kondisi, yaitu pada saat menggunakan udara dan saat menggunakan *oxy-fuel* jika ditinjau dari *burner*. Kecepatan aliran gas pada *burner* dijaga konstan saat diretrofit menjadi *oxy-fuel*, dan keduanya memiliki kemiripan bentuk untuk *flame* yang dihasilkan sama seperti kondisi atmosferik.

Untuk gambar 2.20, merupakan hasil perbandingan dari 2 (dua) kondisi yang berbeda pada ruang bakar yaitu menggunakan *air mode* dan *oxy-fuel mode*, dilihat pada profil distribusi temperatur dan *velocity magnitude*. Tampak bahwa untuk distribusi temperatur pada *oxy-fuel mode* lebih homogen pada saat posisi berada diatas *burner* yaitu pada system OFA dibandingkan pada *atmospheric mode*. Dan pada kedua kondisi tersebut memiliki kemiripan untuk temperatur keluar dari ruang bakar.



Gambar 2.21 Perbandingan antara eksperimen dan hasil numerik untuk kondisi (a) air mode (b) oxy-fuel mode



Sedangkan pada gambar 2.21 menunjukkan perbandingan antara hasil eksperimen dengan hasil numerik CFD pada kondisi *air mode* dan *oxy-fuel mode*. Tampak pada grafik diatas, bahwa fraksi massa untuk CO₂ dan O₂ pada ruang bakar dapat diprediksi menggunakan simulasi, baik pada kondisi *air mode* dan *oxy-fuel mode*. Pada eksperimen ada beberapa perbedaan sedikit yang terjadi, dikarenakan *boundary condition* yang kurang jelas. Secara umum, fungsi simulasi CFD untuk mengetahui perilaku pembakaran pada kondisi atmosferik dan *oxy-fuel* adalah valid.

(Chungen dkk, 2002) menganalisa pengaruh penambahan panel *super heater* terhadap deviasi temperatur pada *boiler tangensial*. Simulasi numerik pada penelitian ini menggunakan *standard k-* sebagai model turbulensi, *kinetics/diffusion limited* model sebagai *combusting* model, PDF sebagai model spesies, dan metode SIMPLE sebagai *solver*.

Penambahan *super-heaters panel* dapat melemahkan atau mengurangi turbulensi olakan aliran saat keluar dari *furnace*. Dengan adanya *superheater panel* akan mengurangi distribusi kecepatan atau dengan kata lain akan mengurangi *swirling flow* yang terjadi. Hal ini akan mengurangi deviasi temperatur dan kecepatan sampai batas tertentu.

(Sa'adiyah, 2013) menganalisa karakteristik aliran, pembakaran, dan gas buang pada pengoperasian boiler tangensial PLTU Suralaya unit 8 dengan daya 625 MWe dengan perangkat lunak CFD komersial dan Gambit 2.4.6. Simulasi numerik pada penelitian ini menggunakan *standard k-* sebagai model turbulensi, dan metode SIMPLE sebagai *solver* berdasarkan penelitian Chungen dkk (2002) dan Choi dan Kim (2008). *Heat exchanger* akan dimodelkan sebagai *porous media* yang sebelumnya telah dibuat menjadi potongan volume sesuai pembagian *heat exchanger*, sedangkan *water wall-tube* pada dinding *furnace* dimodelkan sebagai *wall* yang memiliki *heat flux*.



BAB III METODE PENELITIAN

Metode penelitian yang akan dilakukan adalah dengan simulasi numerik menggunakan perangkat lunak CFD komersial untuk analisa pembakarannya dan pemodelan *boiler*.

3.1 Tahapan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh pembakaran menggunakan teknologi *oxy-fuel* pada unit pembangkitan listrik yang telah beroperasi, dalam hal ini adalah PLTU Rembang unit 1 (#20). Parameter yang akan diamati untuk menganalisa efisiensi pembakaran adalah distribusi temperatur dan persebaran panas di ruang bakar dan konsentrasi gas buang O_2 , CO_2 dan NO_x . Tahapan penelitian simulasi numerik karakteristik aliran dan pembakaran dengan menggunakan *oxy-fuel* pada PLTU Rembang yang menggunakan metode *in-furnace coal blending* (kondisi dimana pencampuran batubara dilakukan di dalam *furnace* dengan cara menempatkan batubara yang berbeda pada tiap *coal burner* antara batubara kalori menengah dan rendah) adalah sebagai berikut:

1. Studi Kasus

Permasalahan yang terjadi adalah bagaimana agar dapat mengurangi emisi CO_2 yang dihasilkan oleh pembangkit, melalui teknologi *oxy-fuel* tanpa harus mengubah siklus air dan uap pada pembangkit yang telah beroperasi, dan mengetahui pengaruhnya terhadap proses pembakaran di ruang bakar.

2. Studi Literatur

Untuk membantu memahami dan menganalisa permasalahan yang ada maka dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses pembakaran, operasi PLTU dan CFD. Studi literatur diperoleh dari jurnal, *e-book*, tugas akhir, *handbook* maupun *website*.

3. Pengumpulan Data

Pengumpulan data operasi dilakukan untuk melakukan perhitungan, membuat pemodelan dan juga untuk validasi simulasi pembakaran.

4. Pemodelan dan Simulasi

Tahapan ini diawali dengan *pre-processing* pembuatan geometri dan penentuan domain dari sistem pembakaran didalam *boiler*. Pada tahap *processing* dan *post-processing* dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak CFD komersial.

5. Analisa dan Kesimpulan

Pada akhir simulasi ditampilkan *post-processing* dengan menampilkan hasil simulasi secara kuantitatif dan kualitatif seperti distribusi temperatur,

distribusi kecepatan, kandungan CO_2 , CO dan NO_x . Hasil simulasi tersebut digunakan untuk menganalisa pengaruh variasi prosentase penambahan oksigen terhadap proses pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar.

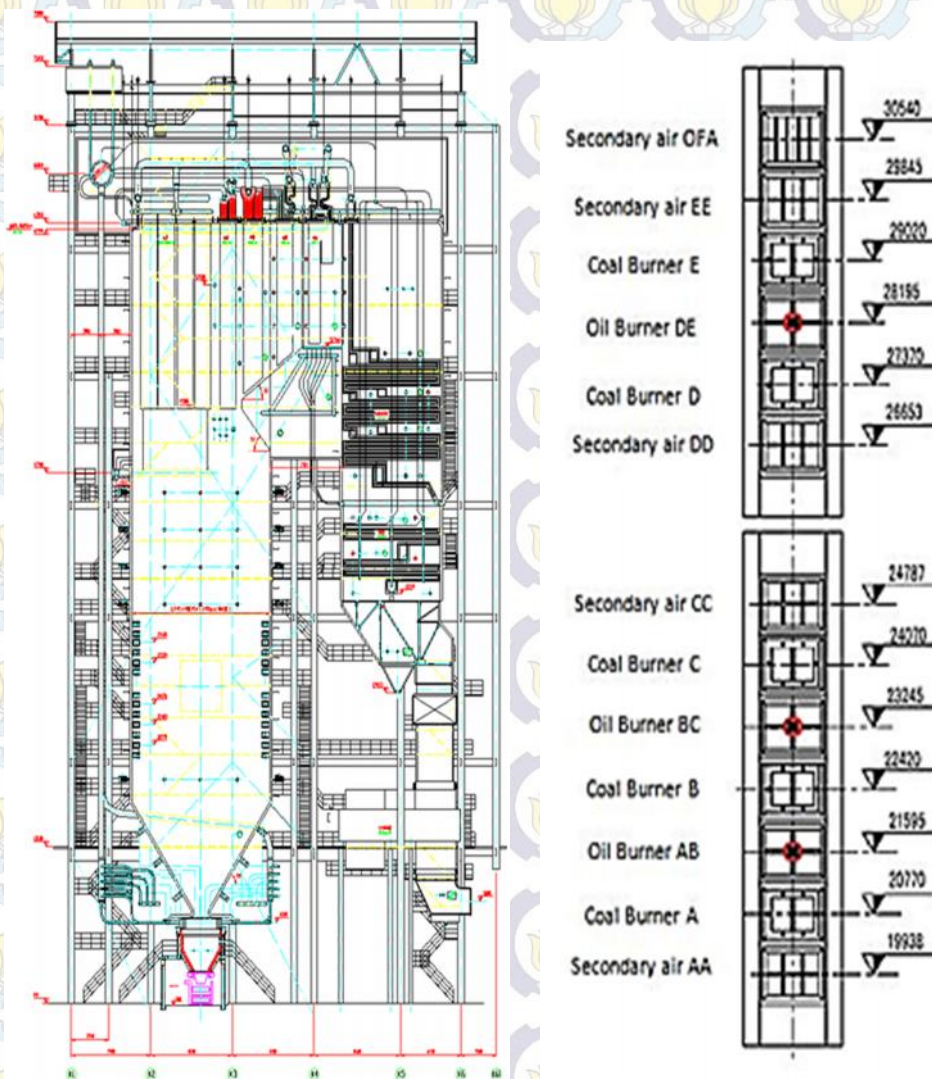
3.2 Tahap Pemodelan dan Simulasi

Seperti yang telah dijelaskan pada bagian sebelumnya, pemodelan dan simulasi menggunakan perangkat lunak CFD komersial. Tahap utama pemodelan dan simulasi ini ada 3, yaitu *pre-processing*, *processing* dan *post-processing*. Penjelasan masing-masing tahapan akan dijelaskan pada anak sub-bab berikut:

3.2.1. *Pre-processing*

Pre-processing merupakan tahap awal dari simulasi numerik. Tahapan ini meliputi beberapa sub-tahapan sebagai berikut:

1. Pembuatan Geometri *Boiler*



Gambar 3.1 Boiler PLTU Rembang tampak samping dan konfigurasi burner

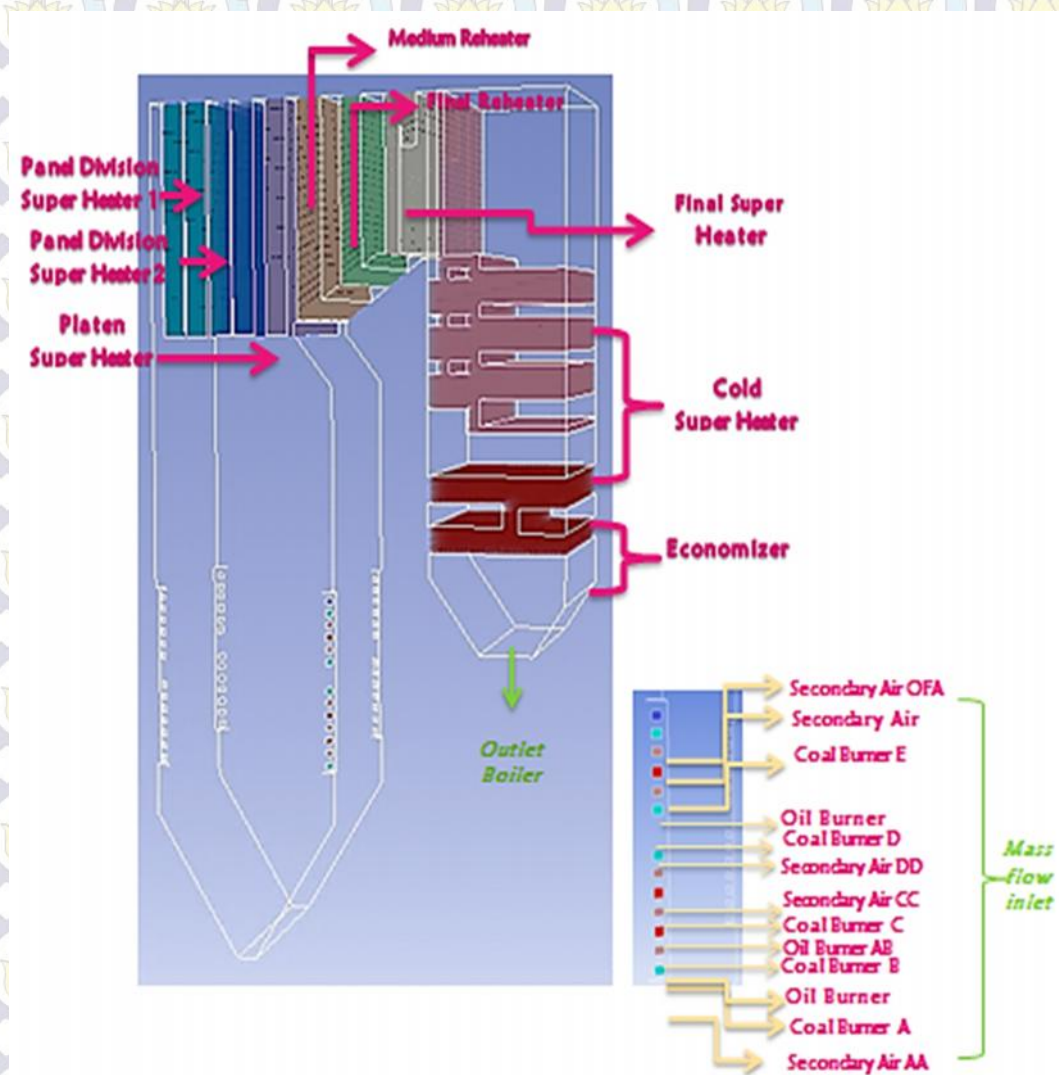


2. Meshing

Meshing adalah proses pemecahan domain menjadi volume yang lebih kecil. Hal ini dilakukan untuk memudahkan diskritisasi domain aliran dan menerapkan persamaan pengendali pada domain aliran. Untuk mendapatkan simulasi yang akurat maka pemilihan *meshing* pada sebuah geometri dibuat mengikuti prediksi perubahan pola aliran yang terjadi.

3. Penentuan Domain Pemodelan

Pembuatan domain pemodelan terdiri dari *mass flow inlet* untuk *primary & secondary air nozzle*, *Over Fire Air (OFA)*, dan *coal injection*. Sedangkan untuk *heat exchanger* akan dimodelkan sebagai *porous media* yang sebelumnya telah dibuat menjadi potongan volume sesuai pembagian *heat exchanger*. Domain pemodelan boiler PLTU Rembang ditunjukkan pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Domain pemodelan boiler PLTU Rembang



3.2.2. Processing

Processing merupakan proses pengaturan pada *perangkat lunak CFD komersial* untuk mensimulasikan proses pembakaran yang terjadi pada *boiler*. Berikut ini beberapa pengaturan pada *perangkat lunak CFD komersial* yang akan digunakan pada penelitian ini:

1. Models

Model yang digunakan pada penelitian ini diuraikan pada tabel 3.1

Tabel 3.1 Model yang digunakan pada simulasi numerik Perangkat lunak CFD komersial 13.0

Model	Keterangan	Dasar pemikiran
Multiphase	Off	Penelitian dilakukan pada <i>flue gas</i> yang terjadi akibat pembakaran
Energy Equation	On	Mencakup perpindahan panas konveksi dan radiasi
Viscous (model turbulensi)	k- standard	Dapat menyelesaikan permasalahan <i>heating, buoyancy, compressibility, dan combustion</i> .
Radiation	On	Perpindahan panas antara gas dan partikel didalam <i>furnace</i> (K.D. Tigges, 2009)
Heat Exchanger	Off	<i>Heat Exchanger</i> dimodelkan sebagai <i>porous medium</i> pada <i>cell zone condition</i> dengan penyerapan <i>heat generation</i>
Species	Species transport	Karena spesies kimia yang diinjeksikan mempunyai reaksi kimia (pembakaran) yang telah didefinisikan pada material yang digunakan (Sa'adiyah, 2013)
Discrete Phase	On	Mendefinisikan injeksi untuk inlet batubara (Sa'adiyah, 2013)
Solidification	Off	Tidak diperlukan
Acoustic	Off	Tidak diperlukan
Eulerian Wall Film	Off	Tidak diperlukan

2. Injeksi

Pengumpanan bahan bakar batubara ke dalam *boiler* dilakukan dengan penginjeksian batubara melalui *coal burner* yang terdapat pada masing-masing *corner*. Terdapat 5 elevasi *coal burner* pada PLTU Rembang, elevasi A sampai dengan E. Masing-masing elevasi terdiri dari 4 *burner*.

Batubara diinjeksikan dengan sudut *tilting* 0° (sejajar dengan sumbu horisontal) dengan kecepatan angkut 21,4 m/s. Sedangkan untuk *secondary air* dan OFA masing-masing memiliki pengaturan sudut sesuai dengan *setting* pada kondisi aktual *boiler* tersebut. Pada penelitian ini akan dilakukan penginjeksian



Tabel 3.2 Ketentuan injeksi batubara pada masing-masing corner

Setting	Corner coal injection	Dasar Pemikiran
Injection Type	Group	Pendistribusian batubara saat memasuki <i>furnace</i> berkelompok melewati sebuah <i>nozzle</i> dengan luasan tertentu
Particle Type	<i>Combusting</i>	Reaksi yang terjadi pada partikel yang diinjeksikan merupakan reaksi pembakaran (penjelasan dari <i>fluent</i>)
Material	Coal mv (MRC) Lignite (LRC)	Data <i>performance test</i> PLTU Rembang
Diameter Distribution	Rossin Ramler	Distribusi diameter partikel batubara tidak memiliki nilai yang tetap (penjelasan dari <i>fluent</i>)
Devolatilizing Species	<i>mv-coal-vol</i> (MRC) <i>lig-vol</i> (LRC)	Data <i>performance test</i> PLTU Rembang

batubara jenis LRC dan MRC. Ketentuan penginjeksian batubara dapat dilihat dalam tabel 3.2 diatas.

3. Material

Jenis material yang akan digunakan pada penelitian ini terdiri dari *fluid*, *solid* dan *combusting particle*. Untuk properties dari *solid* yang digunakan, yaitu *steel* akan dijelaskan tabel 3.3. Sedangkan untuk tabel 3.4 akan menjelaskan properties dari *fluid* yang terdiri dari *hydrogen*, *carbon solid*, *carbon monoxide* dan *air*. Untuk *combusting particle* yang terdiri dari *Low Rank Coal* (LRC) dan *Medium Rank Coal* (MRC) data properties masing-masing batubara akan ditunjukkan pada tabel 3.5. Komposisi batubara yang diinjeksikan pada *furnace boiler* yaitu 50% LRC dan 50% MRC.

Tabel 3.3 Data Properties Material Solid pada perangkat lunak CFD komersial

Material Solid	Density, Kg/m ³	Specific Heat, J/Kg.K	Thermal Conductivity, W/m.K
Solid	8030	502,4	16,27



Tabel 3.4 Data Properties Material Fluid pada perangkat lunak CFD komersial

Material Fluid	Hydrogen	Carbon Solid	Carbon Monoxide	Air
Density, Kg/m ³	0,0189	2000	1,1233	Piecewise-polynomial
Specific Heat, J/Kg.K	Piecewise-polynomial	Piecewise-polynomial	Piecewise-polynomial	Piecewise-polynomial
Thermal Conductivity, W/m.K	0,1672	0,0454	0,025	0,0242
Viscosity, Kg/m.s	8,411e-6	1,72e-5	1,75e-5	1,7894e-5
Molecular Weight, Kg/Kgmol	2,01594	12,01115	28,01055	28,966
Reference Temperature, K	298,15	298	298,17	298,18

Tabel 3.5 Data properties batubara PLTU Rembang

Fluent Combusting particle	Lignite-LRC (Arutmin)	Coal-mv-MRC (KPC)	Dasar Pemikiran
Density, Kg/m ³	1350	1400	www.engineeringtoolbox.com
Cp, J/Kg.K	1399	1500	www.engineeringtoolbox.com
Vaporation Temperature, K	400	400	Fluent Database
Volatile Component Fraction, %	34,1	32,86	Data perusahaan (sertifikat batubara dari pihak supplier)
Binary Difusivity, m ² /s	0,0004	0,0005	Fluent Database
Swelling Coefficient	2	2	Fluent Database
Combustible Fraction, %	37,54	28,94	Data perusahaan (sertifikat batubara dari pihak supplier)
React. Heat Fraction Absorbed by solid, %	30	30	Fluent Database
Devolatilization Model, 1/s	20	50	Fluent Database
Combustion Model	Multiple surface reactions	Multiple surface reactions	Karena reaksi kimia yang disimulasikan meliputi reaksi volumetrik dan particle surface



4. Operating Condition

Operating condition merupakan perkiraan tekanan daerah operasi *boiler*. Sebagai acuan diambil elevasi *coal burner A* dengan tekanan 107325 Pa.

5. Cell Zone Condition

Cell Zone Condition digunakan untuk menentukan aliran dan variable *heat exchanger* pada *boiler*, yaitu *panel division superheater*, *platen superheater*, *medium reheater*, *final reheater*, *final superheater*, LTSH dan *economizer* yang dimodelkan sebagai *porous media*. Pengaturan *heat exchanger* ditunjukkan pada tabel 3.6 berikut ini,

Tabel 3.6 Pengaturan *heat exchanger* pada *boiler*

Heat Exchanger	Inertial Resistant, l/m			Porosity	Energy, W/m ³
	Arah X	Arah Y	Arah Z		
Economizer	0	0,3303	0	0,97	-81488,40
Cold Superheater	0	0,0156	0	0,88	-79292,57
Final Superheater	0,4228	0	0	0,87	-98662,66
Final Reheater	0,5551	0	0	0,89	-459961,50
Medium Reheater	0,1779	0	0	0,91	-109091,97
Platen Superheater	0,6789	0,0703	0	0,80	-110531,02
Platen Division Superheater 2	0,5290	0,1116	0	0,75	-12909,16
Platen Division Superheater 1	0,5290	0,1116	0	0,75	-12909,16

6. Boundary Condition

Boundary Conditions adalah batasan nilai dan kondisi yang harus diberikan pada domain aliran agar simulasi sesuai dengan fenomena fisik yang terjadi. Dalam penelitian ini domain *heat exchanger* dimodelkan sebagai *porous medium* yang memiliki nilai yang didapat dari proses perhitungan, sedangkan *waterwall-tube* memiliki *heat flux*. Karena *heat exchanger* menyerap panas dari *flue gas*, maka data yang dimasukkan diberi tanda minus didepan nilai tersebut. Penginjeksian batubara disesuaikan dengan kondisi aktual dengan menginputkan data *mass flow rate* pada masing-masing elevasi *burner primary*, *secondary air nozzle*, dan *Over Fire Air (OFA)*. Untuk outlet dimodelkan sebagai *pressure outlet* yang memiliki nilai tekanan dan temperatur tertentu yaitu -800 Pa dan 638,9 K.

Data *auxiliary air* yang dimasukkan pada *boundary condition* ditunjukkan dalam tabel 3.7 dibawah ini. *Auxiliary air A, B, C dan D* merupakan *primary air*



sedangkan *dampier* yang lain adalah *secondary air*. Untuk tabel 3.8 menunjukkan pengaturan parameter *boundary condition* pada *secondary air* OFA; tabel 3.9 untuk *secondary air* AA, CC, DD dan EE; serta tabel 3.10 untuk *primary air* coal A, B, C, D dan E; sedangkan tabel 3.11 untuk *secondary air oil burner* AB, BC dan DE.

Tabel 3.7 Boundary condition untuk auxiliary air

Auxiliary Air	Temperatur (°C)	Mass Flow Rate (Kg/s)
AA	333,74	5,66
A-Coal	60	7,29
Oil-AB	333,74	6,01
B-Coal	60	7,29
Oil-BC	333,74	6,15
C-Coal	60	7,29
CC	333,74	5,87
DD	333,73	5,32
D-Coal	60	7,29
Oil-DE	333,74	6,07
E-Coal	60	-
EE	333,74	8,16
OFA	333,74	7,35

Tabel 3.8 Pengaturan parameter untuk secondary air OFA

Momentum	
Mass Flow Spesification Method	Mass Flow Rate
Direction Spesification Method	Normal To Boundary
Turbulence	
Spesification Method	Intensity and Hydraulic Diameter
Turbulence Intensity, %	Hydraulic Diameter, m
5	0,44
Thermal, K	593,6
Species (O ₂)	0,23



Tabel 3.9 Pengaturan parameter untuk secondary air AA, CC, DD dan EE

Momentum			
Mass Flow Spesification Method		Mass Flow Rate	
Direction Spesification Method		Direction Vektor	
Corner	Direction Vector		
	X-Flow Direction	Y-Flow Direction	Z-Flow Direction
1	-0,719	0	-0,695
2	-0,663	0	0,749
3	0,719	0	0,695
4	0,663	0	-0,749
Turbulence			
Spesification Method		Intensity and Hydraulic Diameter	
Turbulence Intensity, %		Hydraulic Diameter, m	
5		0,45	
Thermal, K		593,86 K	
Species (O ₂)		0,23	

Tabel 3.10 Pengaturan parameter untuk primary air coal A, B, C dan D

Momentum	
Mass Flow Spesification Method	Mass Flow Rate
Direction Spesification Method	Normal To Boundary
Turbulence	
Spesification Method	Intensity and Hydraulic Diameter
Turbulence Intensity, %	Hydraulic Diameter, m
5	0,44
Thermal, K	593,86
Species (O ₂)	0,23



Tabel 3.11 Pengaturan parameter untuk secondary air oil burner AB, BC dan DE

Momentum			
Mass Flow Spesification Method		Mass Flow Rate	
Direction Spesification Method		Direction Vektor	
Corner	Direction Vector		
	X-Flow Direction	Y-Flow Direction	Z-Flow Direction
1	-0,719	0	-0,695
2	-0,663	0	0,749
3	0,719	0	0,695
4	0,663	0	-0,749
Turbulence			
Spesification Method		Intensity and Hydraulic Diameter	
Turbulence Intensity, %		Hydraulic Diameter, m	
5		0,45	
Thermal, K		593,86 K	
Species (O ₂)		0,23	

7. Solution

Solusi pada penelitian ini menggunakan algoritma SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) yaitu *least squares cell based* untuk *gradient*, *standard* untuk *pressure*, *second order upwind* untuk momentum, *lig-vol*, O₂, CO₂, H₂O, H₂ dan CO, serta *first order upwind* untuk *turbulent kinetic energy* dan *turbulent dissipation rate*. Penggunaan solusi ini berdasarkan penelitian Sa'adiyah (2013).

8. Initialize

Initialize merupakan tebakan awal sebelum melakukan perhitungan sehingga akan memudahkan dalam mencapai konvergen. Tebakan dapat dimulai dari kondisi batas sisi masuk, sisi keluar, semua zona dan lain-lain. *Initialize* yang digunakan adalah *standard initialize*.

9. Monitoring Residual

Monitor Residual adalah tahap penyelesaian masalah berupa proses iterasi hingga mencapai harga konvergen yang diinginkan. Harga konvergen ditetapkan sebesar 10^{-3} artinya proses iterasi dinyatakan telah konvergen setelah residualnya mencapai harga di bawah 10^{-3} . Namun jika nilai konvergen tetap tidak tercapai maka untuk proses validasi dapat dilakukan pengambilan data pada iterasi tertentu dimana pada iterasi tersebut memiliki nilai parameter yang hampir sama dengan data operasi aktual (Sa'adiyah, 2013).

3.2.3. Post-processing

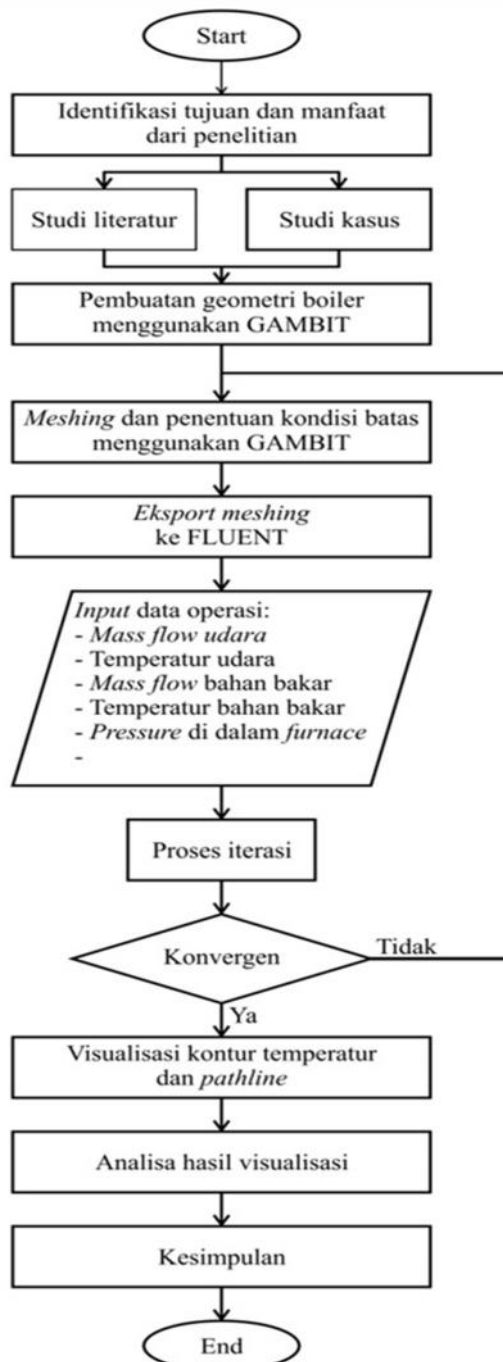
Merupakan hasil serta analisa terhadap hasil yang telah diperoleh berupa data kualitatif (kontur maupun vektor) dan data kuantitatif berupa grafik maupun



tabel data. Pada penelitian ini penganalisaan dilakukan terhadap distribusi temperatur (kontur dan grafik), distribusi kecepatan (kontur dan vektor), dan distribusi gas buang CO₂, dan O₂ (kontur dan grafik).

3.3 Diagram Alir

Berdasarkan uraian tahapan penelitian yang telah dijelaskan sebelumnya, diagram alir penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.3.



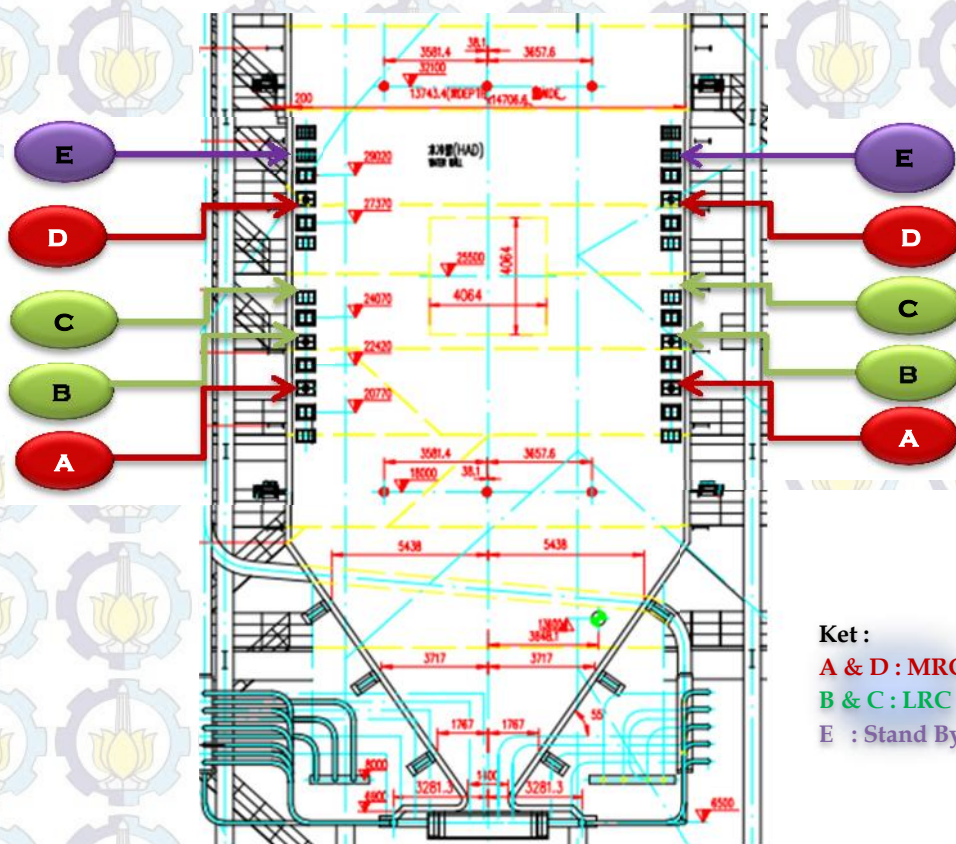
Gambar 3.3 Diagram Alir Penelitian



3.4 Rencana Penelitian

Rencana penelitian studi numerik untuk menganalisa pengaruh penggunaan teknologi *oxy-fuel combustion* pada pembangkit listrik yang telah beroperasi dan menggunakan *coal blending* antara *low rank coal* (LRC) dan *medium rank* (MRC), akan dilakukan pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) Rembang unit 1 (#20). Dengan menggunakan konfigurasi batubara aktual di lapangan, yaitu 50% LRC dan 50% MRC dengan pengaturan sudut tilting 0° (sejajar sumbu horizontal). Untuk kondisi lainnya disesuaikan dengan setting operasi pada kondisi aktual *boiler*. Untuk konfigurasi batubara yang diumpangkan pada *boiler* PLTU Rembang ditunjukkan pada gambar 3.4 (sesuai dengan kondisi saat dilakukan *performance test*).

Pada gambar 3.4 menunjukkan bahwa konfigurasi untuk *coal burner* pada *boiler* berjumlah 5 buah, yang dioperasikan hanya 4 *coal burner* dan untuk *coal burner* E diposisikan *standby*. Untuk pembagian batubara berdasarkan jenisnya, yaitu *coal burner* paling bawah (A) dan *coal burner* yang beroperasi paling atas (D) diumpangkan batubara jenis MRC sedangkan untuk *coal burner* yang berada di tengah-tengah (B dan C) diumpangkan batubara jenis LRC. Ke empat *coal burner* tersebut memiliki kecepatan angkut yang sama, yaitu 21.4 m/s.



Gambar 3.4 Konfigurasi pengumpanan batubara pada boiler PLTU Rembang



Sedangkan untuk menganalisa pengaruh penggunaan teknologi *oxy-fuel combustion* pada *boiler* PLTU Rembang, maka akan dilakukan variasi prosentase kandungan oksigen pada udara pembakaran di *boiler*. Dalam penelitian ini akan digunakan 2 (dua) variasi prosentase kandungan oksigen, yaitu 25% (*Oxy25-Coal*) dan 30% (*Oxy30-Coal*) yang akan di injeksikan pada udara pembakaran di level *coal burner* B dan C (LRC) dengan pertimbangan nilai kalor pada *coal burner* tersebut lebih rendah dibandingkan *coal burner* A dan D. Penginjeksian kandungan oksigen pada udara pembakaran dilakukan dengan merubah pengaturan nilai kandungan oksigen pada simulasi *ansys*, yang semula 0,21 menjadi 0,25 untuk *oxy25-coal* dan 0,30 untuk *oxy30-coal*. Sedangkan untuk perhitungan *mass flowrate* udara pembakaran untuk setiap *burner* di *furnace* diperoleh dengan menghitung terlebih dahulu kebutuhan udara pembakaran pada kondisi aktual (*air-coal*) yang ditunjukkan pada tabel 3.12. Selanjutnya dikonversikan pada kondisi variasi udara pembakaran, yaitu *oxy25-coal* dan *oxy30-coal* seperti yang tampak pada tabel 3.13 di bawah ini :

Tabel 3.12 Mass flowrate untuk FD Fan (A dan B) dan PA Fan (A dan B) kondisi aktual

	A (Kg/hr)	B (Kg/hr)	Air-Coal	
			Total	Kg/s
FD Fan	364233.41	364233.41	728466.81	202.3519
PA Fan	210079.97	210079.97	420159.94	116.7111

Tabel 3.13 Mass flowrate pada kondisi 3 (tiga) variasi udara pembakaran

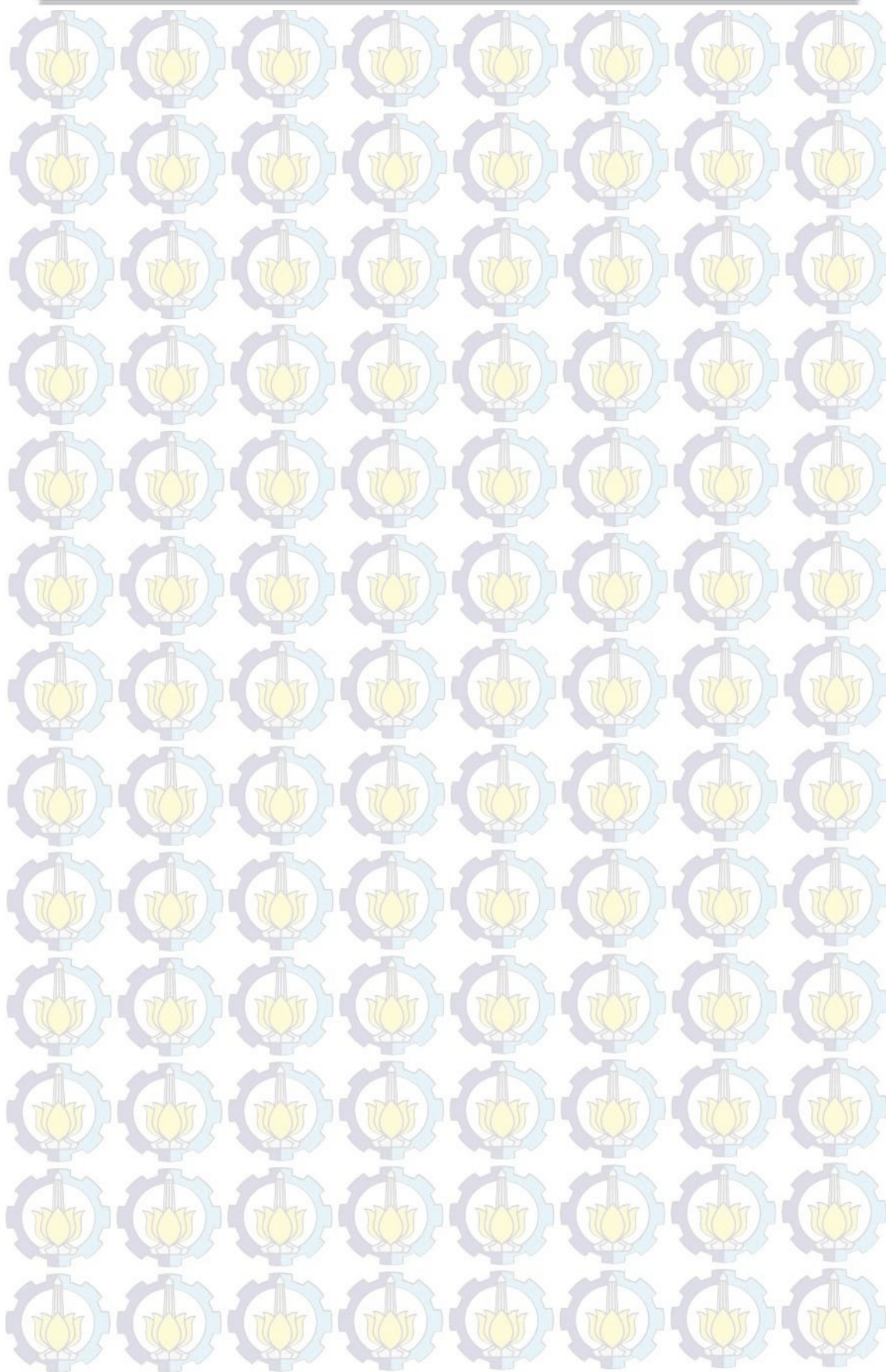
Secondary Air Inlet	AF	Oxy25	Oxy30
Mass flow rate (kg/s)	202.3519	169.9756	141.6463
Jumlah O ₂ (kg/s)	42.5	42.5	42.5
N ₂	159.858	127.4817	99.15243
Air inlet (kg/s)	202.3519	161.3692	125.5094
Penambahan O ₂ (kg/s)	0	8.606359	16.13692



Tabel 3.14 Mass flowrate setiap burner pada empat corner boiler dengan kondisi 3 (tiga) variasi udara pembakaran

	Area*bukaan	Air-Coal	Oxy25-Coal	Oxy30-Coal
		182116.70	152978.03	127481.69
OFA	0.148555	7.35	6.18	5.15
EE	0.164879625	8.16	6.86	5.71
Coal E	0.051684	0.00	0.00	0.00
Oil DE	0.12255	6.07	5.10	4.25
Coal D	0.112128	7.29	7.29	7.29
DD	0.10740125	5.32	4.47	3.72
CC	0.1185885	5.87	4.93	4.11
Coal C	0.129648	7.29	7.29	7.29
Oil BC	0.12426	6.15	5.17	4.31
Coal B	0.129648	7.29	7.29	7.29
Oil AB	0.12141	6.01	5.05	4.21
Coal A	0.138846	7.29	7.29	7.29
AA	0.1144275	5.66	4.76	3.96
TOTAL	1.022071875	79.77	71.67	64.57

Untuk memperoleh *mass flowrate* udara pembakaran pada setiap elevasi *burner furnace*, terlebih dahulu jumlah udara yang telah diketahui dibagi dengan 4 (empat) *corner boiler*. Kemudian banyaknya udara pembakaran setiap elevasi *burner boiler* disesuaikan dengan besarnya area *burner* dikalikan dengan %bukaan valve, seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.14 diatas.



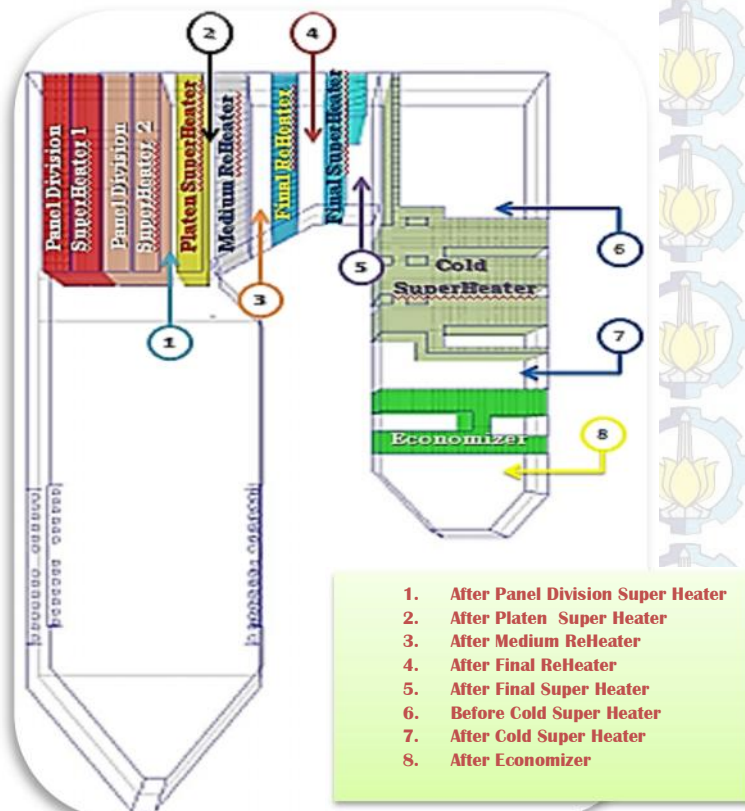


BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

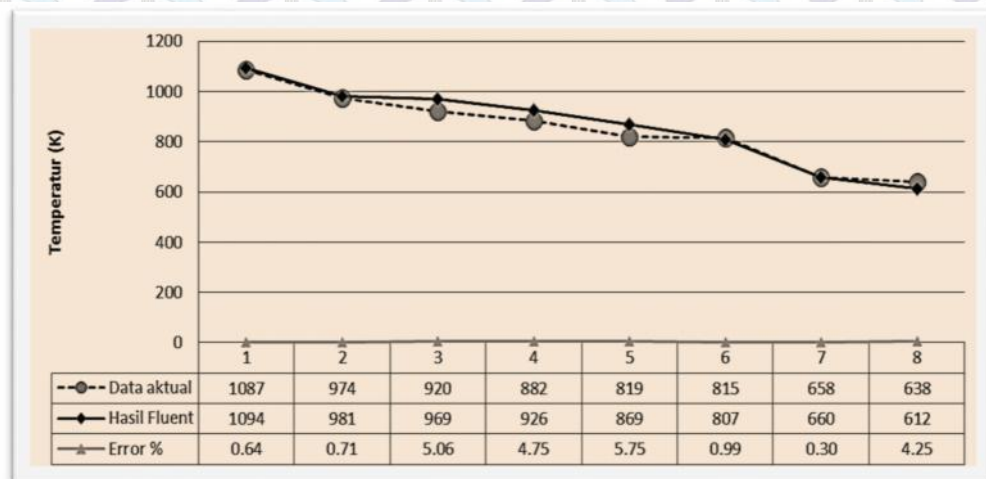
Pada bab ini akan dijelaskan tentang validasi dari simulasi *boiler* PLTU Rembang unit 1 dan analisa hasil simulasi numerik dari penelitian yang dilakukan. Adapun untuk data hasil simulasi numerik yang ditampilkan meliputi data kualitatif dan kuantitatif, yaitu kontur temperatur dan kontur kecepatan serta kontur gas buang hasil pembakaran seperti gas CO_2 , CO dan NO_x .

1.1.1 Validasi

Sebelum dilakukan pengambilan data dan analisa hasil simulasi numerik terlebih dahulu akan dilakukan validasi. Validasi yang dimaksud adalah membandingkan data yang ada pada DCS (*Display Control System*) pada kondisi *performance test unit* bulan mei 2014, dengan data temperatur *inlet* dan *outlet* pada masing-masing jajaran *heat exchanger* dari hasil simulasi numerik (CFD). Untuk posisi pengambilan data temperatur ditunjukkan pada gambar 4.1 berikut ini :



Gambar 4.1 Posisi pengambilan data temperatur pada boiler



Gambar 4.2 Grafik perbandingan antara temperatur DCS dan temperatur hasil simulasi fluent

Data temperatur rata-rata diperoleh dengan membuat *isosurface* pada simulasi numerik dengan posisi sesuai gambar diatas. Hasil temperatur rata-rata dari simulasi numerik kemudian dibandingkan dengan data temperatur di DCS dalam bentuk tabel dan di plotkan ke dalam grafik. Selain itu juga dihitung nilai *error* antara kedua data tersebut. Pada gambar 4.2 menunjukkan grafik antara temperatur DCS dan simulasi numerik *fluent*. Tampak bahwa kedua grafik mengalami penurunan temperatur mulai dari *panel division superheater* (1) hingga keluar dari *economizer* (8). Hal ini terjadi dikarenakan panas yang berasal dari gas buang diserap saat melalui jajaran *heat exchanger* yang terdiri dari *panel division superheater 1*, *panel division superheater 2*, *platen superheater*, *medium reheater*, *final reheater*, *final superheater*, *cold superheater* dan *economizer*.

Dari grafik diatas, tampak bahwa hampir disemua titik validasi menunjukkan temperatur rata-rata yang mendekati sama dengan temperatur pada kondisi operasional yang ada pada DCS, dengan *error* $\pm 5\%$. Pada posisi ke-5, pengambilan data temperatur *final superheater* merupakan nilai *error* yang terbesar yaitu 5,75%. Karena nilai *error* tersebut masih bisa ditoleransi, maka proses simulasi numerik dapat dilanjutkan untuk pengamatan variasi udara pembakaran pada penginjeksian batubara *blending* dengan komposisi 50% MRC dan 50% LRC.

1.2 Analisa hasil simulasi numerik

Pada simulasi numerik ini akan dilakukan analisa untuk pengoperasian dengan penginjeksian *coal blending* 50% MRC dan 50% LRC dengan konfigurasi sesuai aktual dan dalam 3 (tiga) variasi komposisi udara pembakaran. Kondisi pertama, sesuai kondisi aktual yaitu tanpa penambahan oksigen pada udara pembakarannya (*air-coal*). Kemudian untuk kondisi kedua, dilakukan penambahan oksigen menjadi 25% volume (*oxy25-coal*) dan kondisi ketiga



dengan penambahan sebanyak 30% volume oksigen (*oxy30-coal*). Posisi pengamatan diambil pada $z=center$ dan masing-masing elevasi *coal burner* dan *over fire air* (OFA). Sedangkan untuk pengambilan data hasil simulasi dilakukan secara kualitatif berupa visualisasi dan data kuantitatif berupa tabel ataupun grafik.

1.2.1 Distribusi temperatur

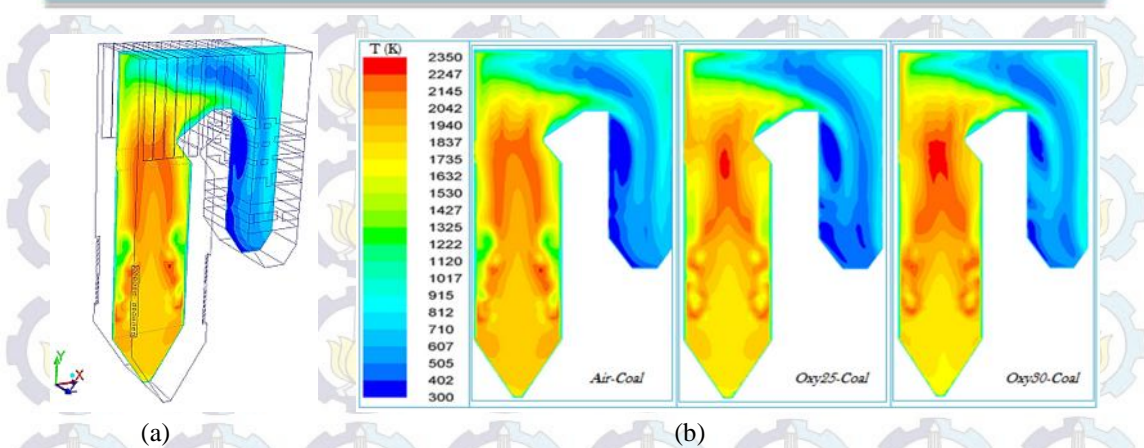
Tangentially fired boiler terdiri dari *furnace* dan jajaran *heat exchanger* atau biasa disebut *backpass boiler*. Pada bagian *furnace* terdapat elevasi *coal burner* dan *over fire air* yang diinjeksikan bahan bakar dan udara pembakaran sehingga proses pembakaran terjadi. Dari proses pembakaran tersebut dihasilkan gas buang yang memiliki temperatur tinggi dan digunakan untuk memanaskan *fluida* yang dialirkan pada *heat exchanger*.

Pengambilan data temperatur dilakukan dengan membuat *isosurface* pada elevasi dimana bahan bakar dan udara pembakaran diinjeksikan, untuk mengetahui distribusi temperatur penampang horizontal pada elevasi tertentu. Selain itu untuk mengetahui distribusi temperatur pada penampang vertikal, maka juga dibuat *isosurface* pada *center boiler*.

1.2.1.1 Distribusi temperatur pada $z=center$

Untuk mengetahui sebaran temperatur yang terjadi saat dimulai pembakaran pada daerah *furnace* sampai dengan *flue gas* keluar dari *boiler*, maka dilakukan pengamatan temperatur pada bagian tengah *boiler* dan setiap elevasi *burner boiler* untuk detail pengamatan dengan variasi komposisi udara pembakaran pada penelitian yang dilakukan.

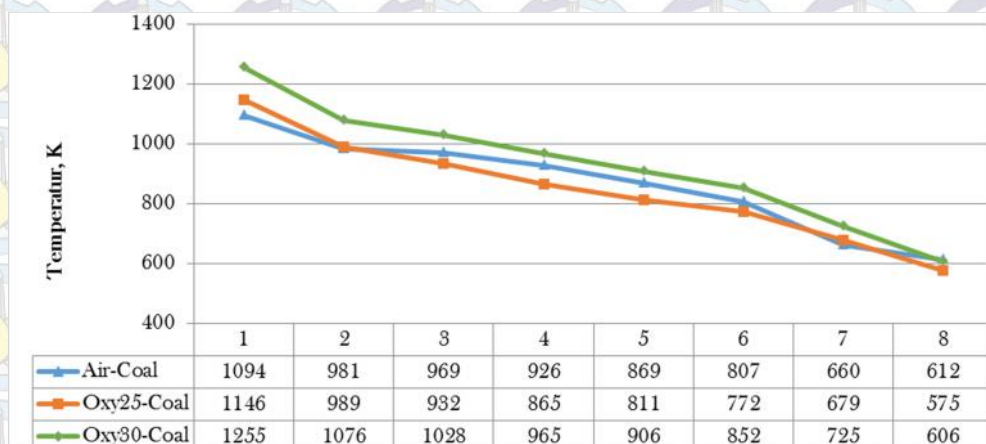
Dari *post processing* hasil simulasi numerik didapatkan data kualitatif berupa kontur temperatur. Pada gambar 4.3 (a) menunjukkan distribusi temperatur pada bagian tengah *boiler* untuk kondisi *air-coal* (aktual), dimulai dari *bottom furnace* sampai dengan *outlet boiler*. Pada daerah *furnace* secara keseluruhan berwarna jingga sementara pada daerah jajaran *heat exchanger* berwarna biru, yang artinya bahwa temperatur pada *furnace* lebih tinggi dibandingkan pada bagian jajaran *heat exchanger*. Saat *flue gas* (gas buang) memasuki jajaran *heat exchanger*, temperaturnya mengalami penurunan sampai dengan *outlet boiler*. Pada daerah *furnace boiler*, bahan bakar dan udara bakar diinjeksikan dari ujung-ujung *furnace* ke arah pusat *furnace*. Batubara memiliki energi pada ikatan antara unsur-unsur pembentuknya, seperti karbon, oksigen, hidrogen, nitrogen dan sulfur.



Gambar 4.3 Posisi pengamatan distribusi temperatur pada $z=\text{center}$

Dengan adanya reaksi kimia antara batubara dan udara pembakaran akan menghasilkan gas buang dengan temperatur yang tinggi. Gas buang dengan temperatur tinggi itulah yang digunakan untuk memanasi uap yang mengalir di dalam jajaran *heat exchanger*.

Sedangkan pada gambar 4.3 (b), menunjukkan distribusi temperatur pada penampang vertikal ($z=\text{center}$) untuk 3 (tiga) kondisi simulasi, yaitu kondisi *air-coal*, *oxy25-coal* dan *oxy30-coal*. Pada ketiga kontur temperatur diatas, secara keseluruhan hampir sama, dimana temperatur di daerah tengah *furnace* lebih tinggi dibandingkan sisi-sisi *furnace*. Untuk kondisi *oxy25-coal* temperatur yang dihasilkan lebih tinggi dan merata dilihat dari kontur berwarna merah dan kuning yang telah tampak merata mulai dari elevasi *coal burner* bagian bawah. Kondisi tersebut semakin meningkatkan penyerapan panas di daerah *wall tube*. Hal yang sama juga terjadi pada kondisi *oxy30-coal*, dengan nilai temperatur yang lebih tinggi dan merata dibandingkan dengan *oxy25-coal furnace*. Dari gambar kontur di atas, temperatur rata-rata aliran gas buang pada *furnace* lebih tinggi dibandingkan dengan saat aliran melewati *heat exchanger*, karena panas dari gas buang diserap oleh masing-masing *heat exchanger*.



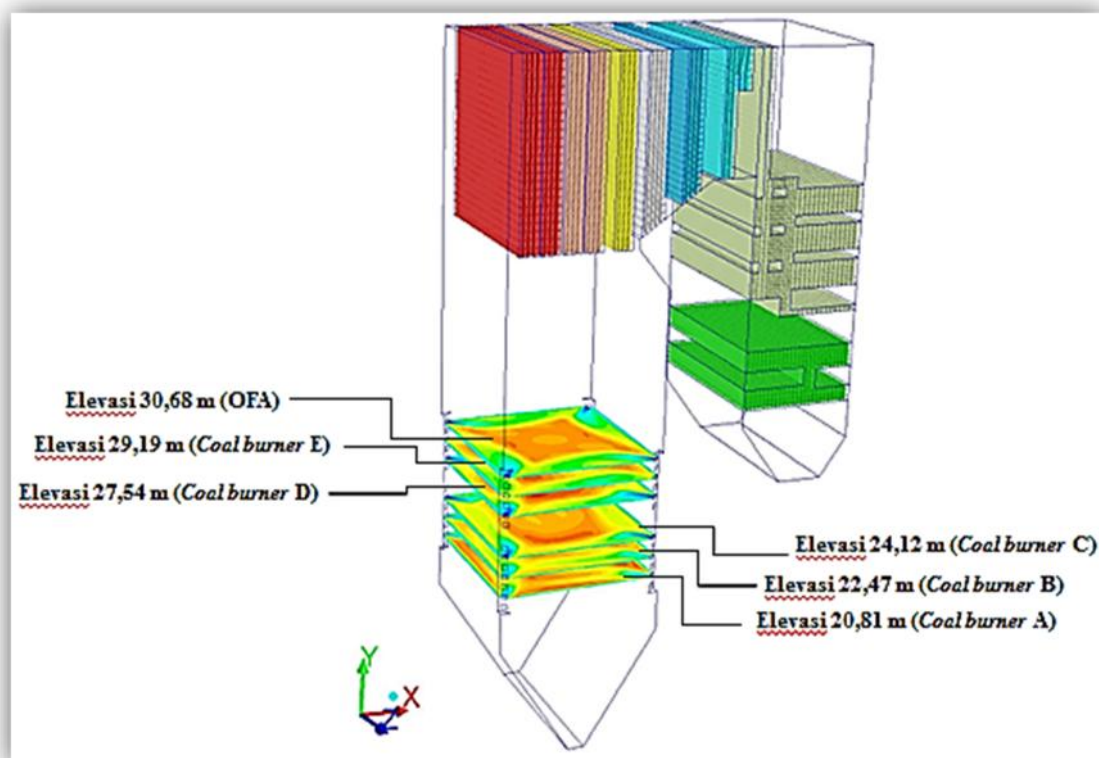
Gambar 4.4 Grafik temperatur pada titik validasi untuk setiap variasi udara pembakaran



Pada gambar 4.4, menunjukkan grafik penyerapan panas dari masing-masing kondisi variasi udara pembakaran pada saat melalui jajaran *heat exchanger*. Tampak bahwa kondisi *oxy30-coal* adalah temperatur yang paling optimal jika dilihat dari temperatur pertama kali melalui *panel division superheater* hingga keluar *economizer*. Dapat disimpulkan bahwa penyerapan panas paling baik pada kondisi *oxy30-coal* dibandingkan dengan kondisi *air-coal* dan *oxy25-coal*.

1.2.1.2 Distribusi temperatur pada tiap elevasi

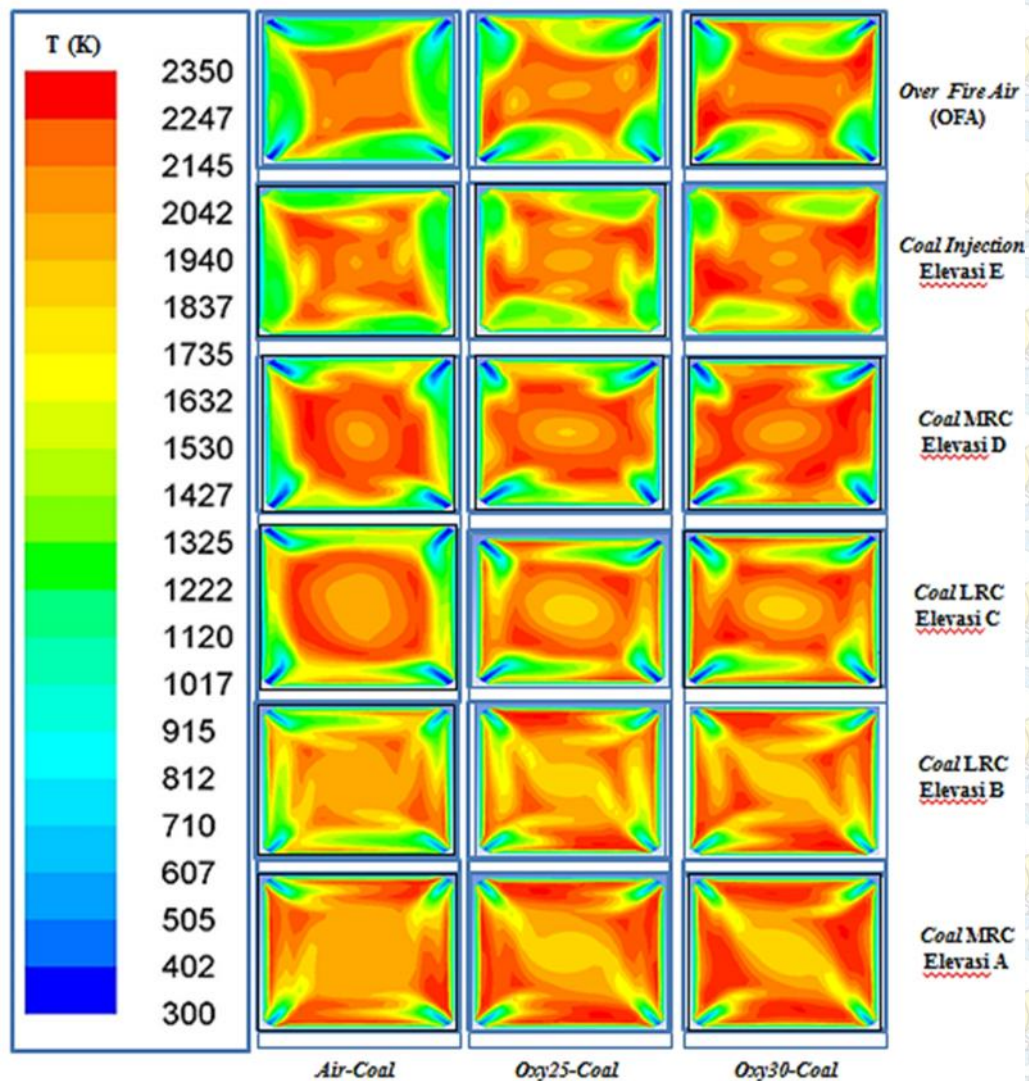
Pengamatan lebih lanjut mengenai distribusi temperatur dilakukan pada setiap elevasi *coal burner boiler* dan *over fire air* (OFA). Dengan pengamatan pada setiap elevasi *coal burner* dapat dilihat bagaimana proses pembakaran antara batubara dan udara pembakaran untuk menghasilkan panas yang dapat dilihat dari sebaran temperatur. Untuk pengamatan pada OFA dilakukan agar dapat diketahui proses penurunan temperatur yang bertujuan menyesuaikan kebutuhan panas pada jajaran *heat exchanger* serta menyempurnakan pembakaran dengan dilakukannya penginjeksian udara tambahan. Pada gambar 4.5 menunjukkan posisi pengamatan temperatur untuk setiap elevasi, sedangkan gambar 4.6 adalah pengamatan untuk lebih detailnya dengan variasi udara pembakaran.



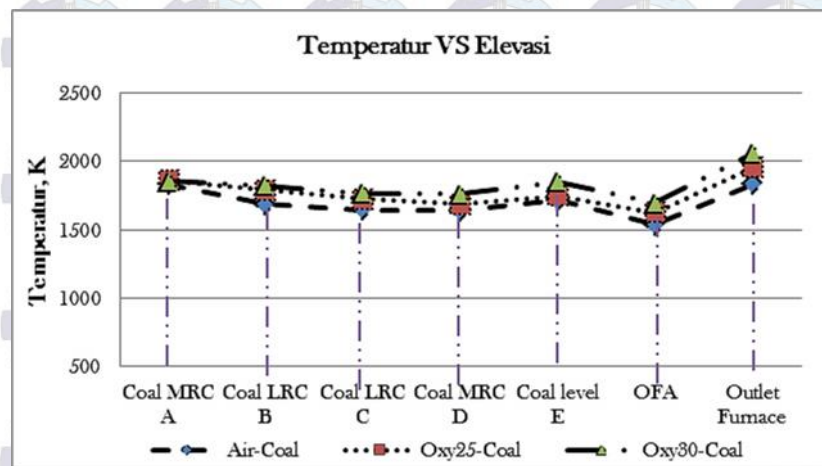
Gambar 4.5 Posisi pengamatan untuk tiap elevasi burner di boiler



Gambar 4.6 merupakan kontur temperatur aliran gas buang pada elevasi *coal burner boiler* dan OFA dengan variasi udara pembakaran yang meliputi *air-coal*, *oxy25-coal* dan *oxy30-coal*. Untuk elevasi *coal burner A* pada ketiga kondisi udara pembakaran, batubara telah terbakar dan menghasilkan temperatur tinggi yang ditandai dengan persebaran warna jingga kemerahan pada luasan *burner*. Pada elevasi *burner* semakin keatas, semakin terbentuk pusat panas (*fire ball*) dimana temperatur pada pusat *burner* cenderung lebih tinggi dibandingkan temperatur sekelilingnya yang merupakan temperatur dari udara pembakaran yang masuk ke dalam *burner*. Udara pembakaran inilah yang memusatkan pembakaran karena selain melakukan proses pembakaran pada batubara juga membatasi pergerakan partikel batubara agar tidak tersebar ke seluruh luasan *burner* yang akan menyebabkan pembakaran tidak merata.



Gambar 4.6 Kontur distribusi temperatur tiap elevasi burner boiler



Gambar 4.7 Grafik distribusi temperatur rata-rata pada setiap elevasi burner boiler

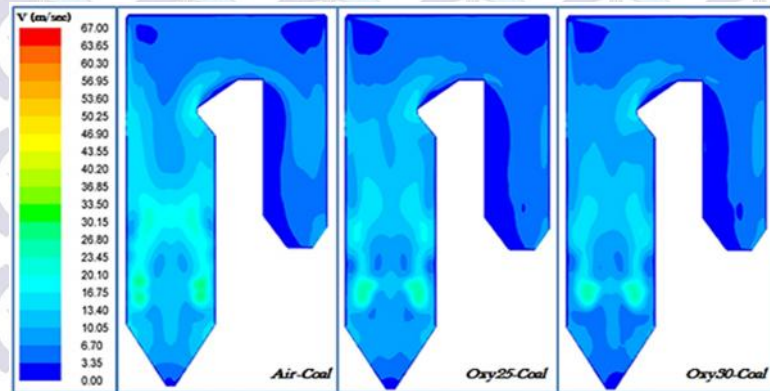
Jika ditinjau dari grafik pada gambar 4.7, menunjukkan bahwa ada peningkatan temperatur. Hal ini disebabkan dengan adanya variasi penambahan oksigen pada udara pembakaran. Dapat dilihat secara keseluruhan bahwa peningkatan temperatur tertinggi ada pada variasi *oxy30-coal*. Terjadi penurunan temperatur dari *coal burner* A sampai dengan *coal burner* D karena penyerapan panas oleh *wall tube*. Temperatur akan mengalami kenaikan pada elevasi *coal burner* E meskipun tidak ada injeksi batubara, karena pada elevasi tersebut kondisi pembakaran yang sudah semakin homogen juga terjadi pembakaran *char* (*fixed carbon*) yang belum terbakar dari elevasi sebelumnya dengan udara pembakaran dari elevasi *secondary air* EE. Kemudian terjadi penurunan temperatur pada elevasi *over fire air* (OFA), yang berfungsi untuk meminimalis terbentuknya gas NO_x karena temperatur tinggi. Sesaat sebelum melewati jajaran *heat exchanger*, tepatnya pada elevasi *outlet furnace* ($y=47.5$ m) terjadi kenaikan temperatur yang disebabkan terjadinya pusaran panas dari *fluegas*.

1.2.2 Distribusi Kecepatan

Pada anak subbab ini akan dibahas bagaimana distribusi kecepatan gas buang pada *boiler*, karena dengan mengamati distribusi kecepatan akan memudahkan untuk mengetahui pembentukan pusat api (*fire ball*). Gas buang yang dihasilkan dari proses pembakaran batubara dengan temperatur tinggi membentuk aliran berputar-putar (*swirling flow*), selain itu juga disebabkan oleh penginjeksian udara pembakaran ke pusat *furnace*. Adanya aliran berputar tersebut menyebabkan pembakaran akan lebih sempurna dan distribusi temperatur lebih merata.

1.2.2.1 Distribusi Kecepatan pada posisi $z=\text{center}$

Dengan menggunakan simulasi numerik akan didapatkan kontur kecepatan aliran gas buang dalam *boiler*. Gambar 4.8 dibawah ini adalah kontur kecepatan dengan variasi komposisi udara pembakaran dilihat dari penampang vertikal.



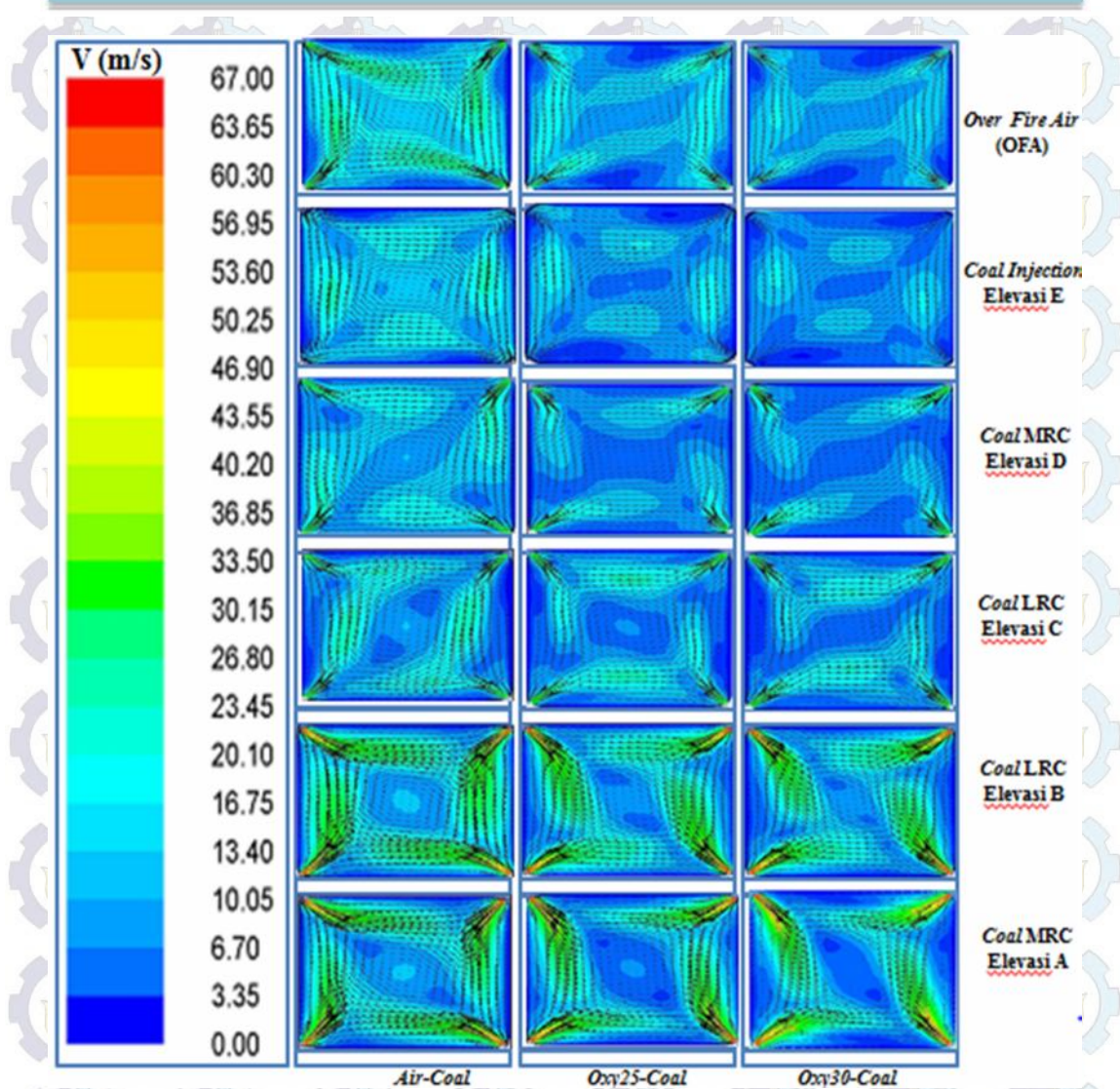
Gambar 4.8 Kontur kecepatan pada posisi $z=\text{center}$ untuk semua kondisi

Dari gambar 4.8 di bawah, tampak bahwa ketiga kontur kecepatan secara keseluruhan mempunyai kesamaan yaitu pada bagian *center furnace* memiliki kecepatan yang lebih rendah jika dibandingkan dengan bagian sisi/dinding *furnace*. Terlihat dari kontur kecepatan yang berwarna biru dibagian *center furnace* dan pada sisi/dinding *furnace* cenderung berwarna biru muda agak kehijauan, yang menandakan kecepatannya lebih tinggi karena merupakan kecepatan dari udara pembakaran saat memasuki *furnace*. Kecepatan gas buang mengalami penurunan saat melewati jajaran *heat exchanger* karena aliran gas buang tersebut menabrak *tube-tube* dari *heat exchanger* yang terlihat dari warna kontur saat melewati *heat exchanger* berubah menjadi biru lebih tua. Pada sudut *boiler* tampak kontur berwarna biru tua yang menunjukkan bahwa kecepatan sangat rendah dikarenakan aliran gas buang di daerah tersebut sangat sedikit, yang artinya penyerapan panas tidak maksimal. Sedangkan di bagian *outlet boiler* kontur kecepatannya memiliki warna yang senada, yaitu didominasi dengan biru muda cenderung tua.

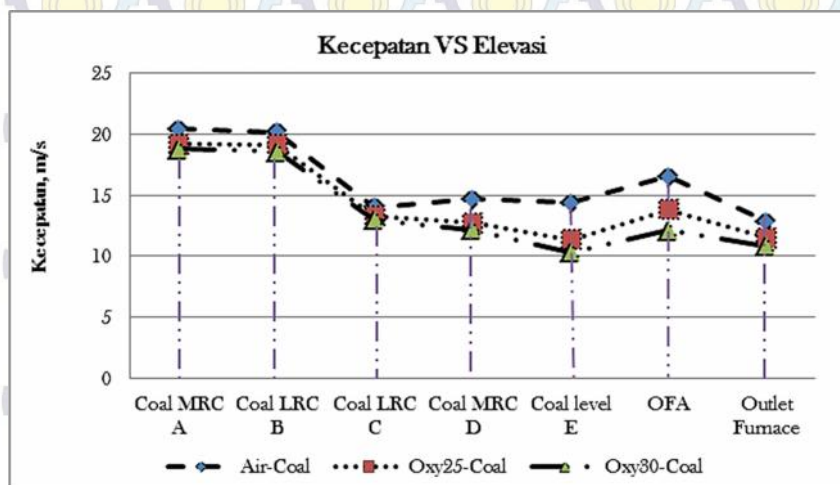
1.2.2.2 Distribusi Kecepatan pada tiap elevasi

Pengamatan kontur kecepatan pada tiap elevasi *coal burner* memudahkan untuk mengetahui proses terbentuknya pusat api (*fire ball*) di *furnace*.

Gambar 4.9 menunjukkan kontur kecepatan pada penampang horizontal setiap elevasi *coal burner* dan OFA dalam 3 (tiga) kondisi variasi udara pembakaran. Pusaran yang terbentuk karena sudut tangensial dari *burner* sudah tampak mulai dari elevasi terbawah. Pada 3 (tiga) kondisi diatas, untuk elevasi *coal burner* A dan B terlihat bahwa kecepatan di bagian pusat *furnace* lebih rendah dibandingkan kecepatan pada sudut *coal burner* yang merupakan keluarnya udara pembakaran dan batubara, sehingga terbentuklah pusat api (*fire ball*) dari pusaran tersebut. Di antara ketiga kondisi variasi, pada kondisi *air-coal* adalah yang paling cepat dalam pembentukan pusat api (*fire ball*) sejak elevasi *coal burner* A. Perbedaan kecepatan setiap variasi dan elevasi *boiler burner* dipengaruhi oleh besarnya *mass flowrate* udara yang diinjeksikan.



Gambar 4.9 Kontur kecepatan tiap elevasi burner boiler



Gambar 4.10 Grafik distribusi kecepatan rata-rata pada setiap elevasi burner boiler



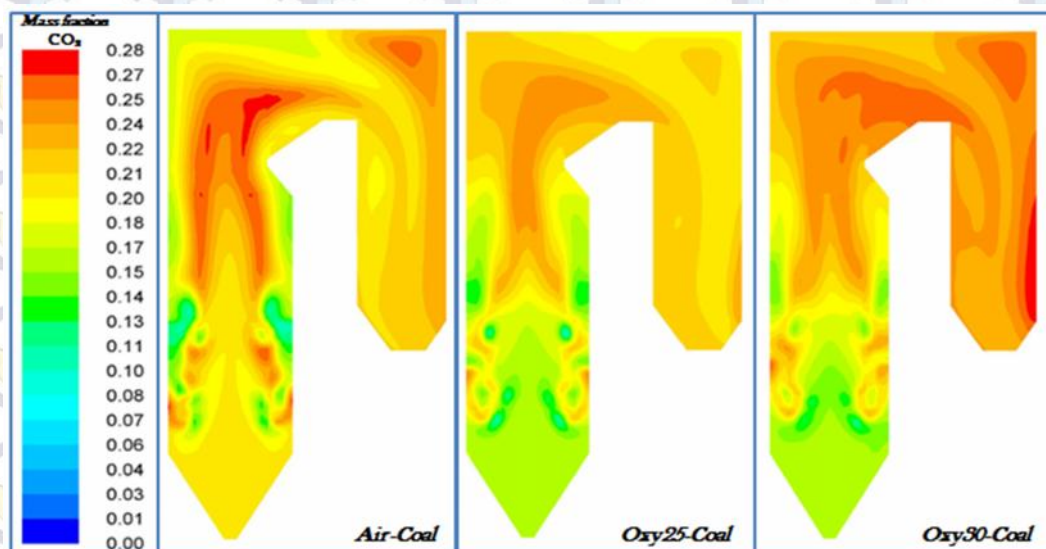
Pada gambar 4.10 menunjukkan grafik kecepatan diambil pada rata-rata setiap elevasi *burner boiler*, dari bagian bawah hingga *outlet furnace*. Kecepatan tertinggi ada pada kondisi aktual dan yang terendah pada kondisi *oxy30-coal*, hal tersebut mempengaruhi pembentukan dari pusat api (*fire ball*) pada *furnace*. Grafik kecepatan pada ketiga kondisi variasi memiliki kecenderungan menurun dipengaruhi oleh *mass flowrate* udara pembakaran. Sedangkan pada setiap elevasi *burner boiler* menunjukkan kecenderungan yang sama dan berfluktuasi mulai elevasi *coal burner D* hingga *outlet furnace*, hal tersebut dipengaruhi oleh *mass flowrate* udara pembakaran.

1.2.3 Distribusi gas buang CO₂

Proses pembakaran pada *boiler* terjadi di *furnace*, yang diinjeksikan batubara dan udara pembakaran. Pembakaran tersebut akan menghasilkan gas buang, salah satunya adalah gas *carbon dioksida* (CO₂). Pembakaran yang sempurna dapat dilihat dari komposisi gas buang yang dihasilkan, semakin banyak *carbon* yang terbakar maka semakin besar gas CO₂ yang terbentuk. Pada anak subbab ini, akan diamati kontur gas CO₂ yang dihasilkan dari posisi penampang vertikal ($z=center$) dan pada posisi penampang horizontal setiap elevasi *coal burner* dan OFA.

1.2.3.1 Distribusi gas buang CO₂ pada posisi $z=center$

Pengamatan kontur gas buang CO₂ pada penampang vertikal akan dibandingkan pada 3 (tiga) kondisi variasi udara pembakaran. Dari pengamatan ini akan tampak pembentukan gas buang CO₂ mulai dari *furnace* menuju jajaran *heat exchanger* dan sampai dengan keluar *outlet boiler*.



Gambar 4.11 Kontur gas buang CO₂ pada posisi $z=center$ untuk semua kondisi

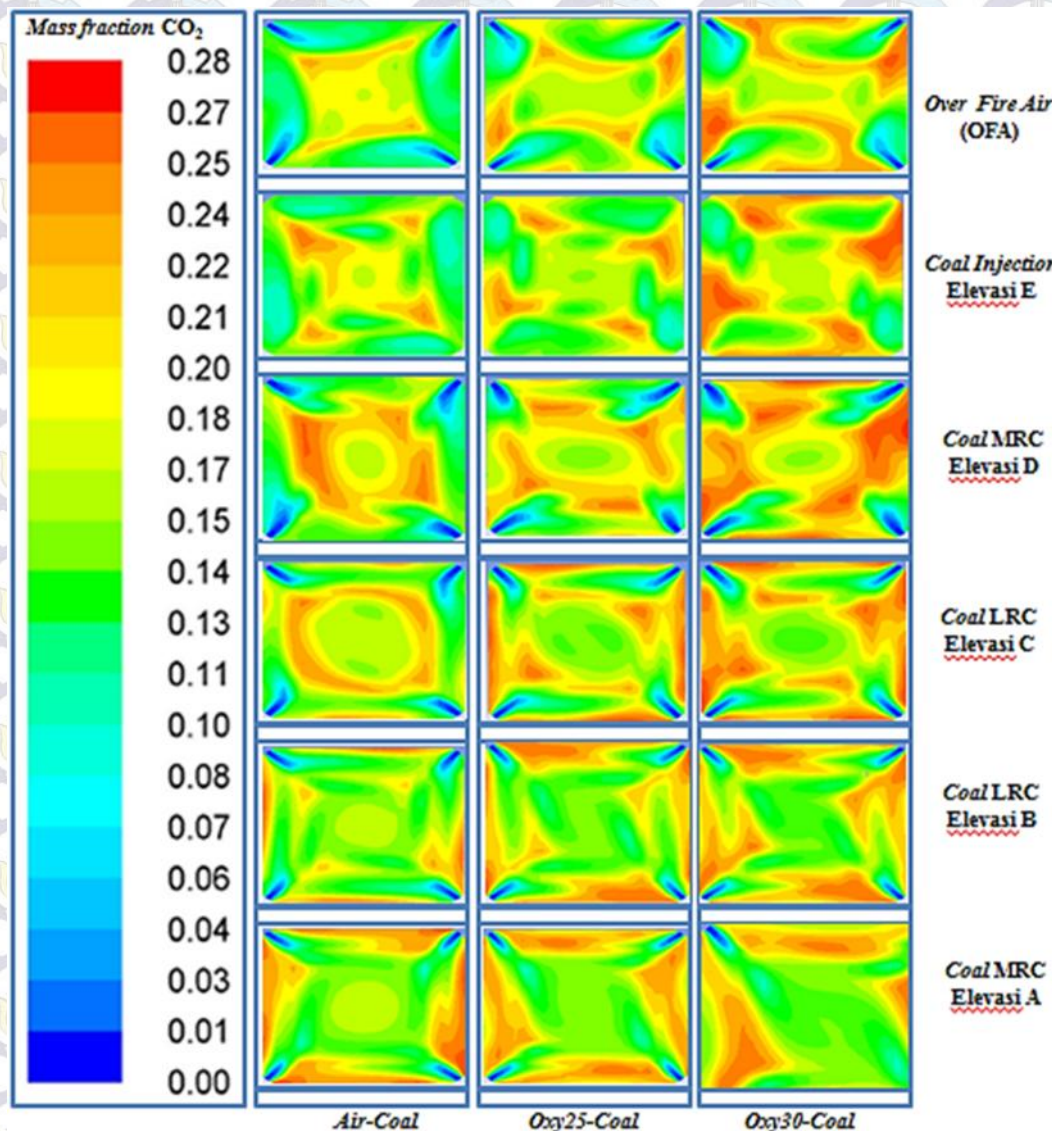


Pada gambar 4.11 tampak bahwa pembentukan gas CO_2 terjadi mulai dari elevasi *coal burner* A dan semakin meningkat mengikuti elevasi *boiler*. Dari kontur diatas tampak bahwa *mass fraction* gas CO_2 paling besar ada pada kondisi *oxy30-coal*, yang ditandai dengan warna orange kekuningan yang merata pada *outlet boiler*. Hal ini sesuai dengan literatur yang menyatakan bahwa dengan teknologi pembakaran *oxyfuel* dapat meningkatkan hasil gas buang CO_2 menjadi lebih maksimal sehingga dapat memudahkan proses penangkapan dan penyimpanan gas CO_2 tersebut (CCS), dengan begitu pengurangan emisi gas rumah kaca dapat terwujud.

1.2.3.2 Distribusi gas buang CO_2 pada tiap elevasi

Pengamatan pada setiap elevasi bertujuan agar dapat mengetahui lebih detail pembentukan gas buang CO_2 yang merupakan gas hasil pembakaran batubara dengan udara.

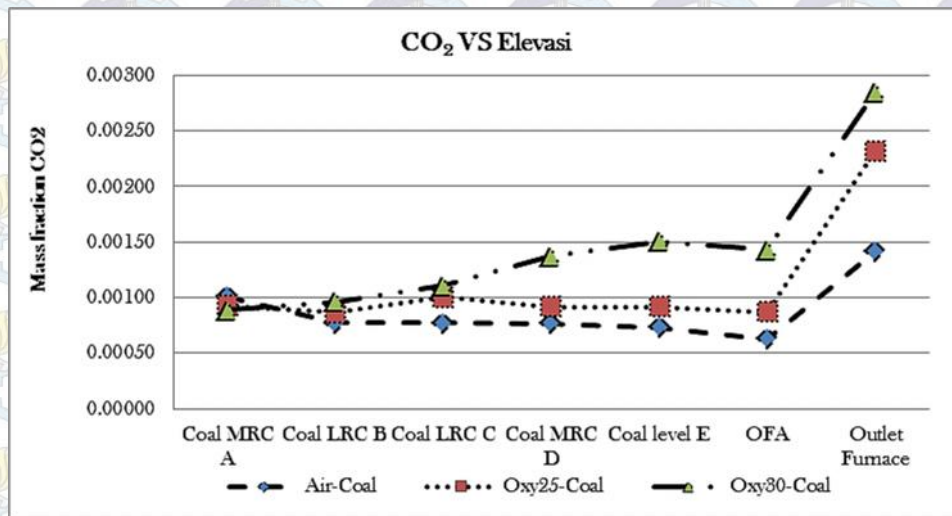
Pada gambar 4.12, dapat dilihat lebih detail pembentukan gas CO_2 yang terjadi mulai dari elevasi *coal burner* A dan semakin meningkat seiring dengan ketinggian *boiler*. Dari kontur tampak pembentukan CO_2 lebih besar dengan adanya warna orange kekuningan mendominasi pada ke-4 sisi *furnace*, yang merupakan keluarnya batubara dan udara pembakaran. Semakin keatas, warna orange kekuningan semakin merata hingga ke pusat *furnace* dan membentuk pusaran. Pada elevasi yang diinjeksikan oksigen, yaitu udara pembakaran pada elevasi LRC (*coal burner* elevasi B dan C) tampak perubahan yang signifikan untuk pembentukan gas CO_2 nya dibandingkan pada kondisi aktual (*air-coal*). Dari ketiga kondisi diatas, terlihat bahwa *oxy30-coal* adalah yang paling besar



Gambar 4.12 Kontur gas buang CO₂ tiap elevasi burner boiler

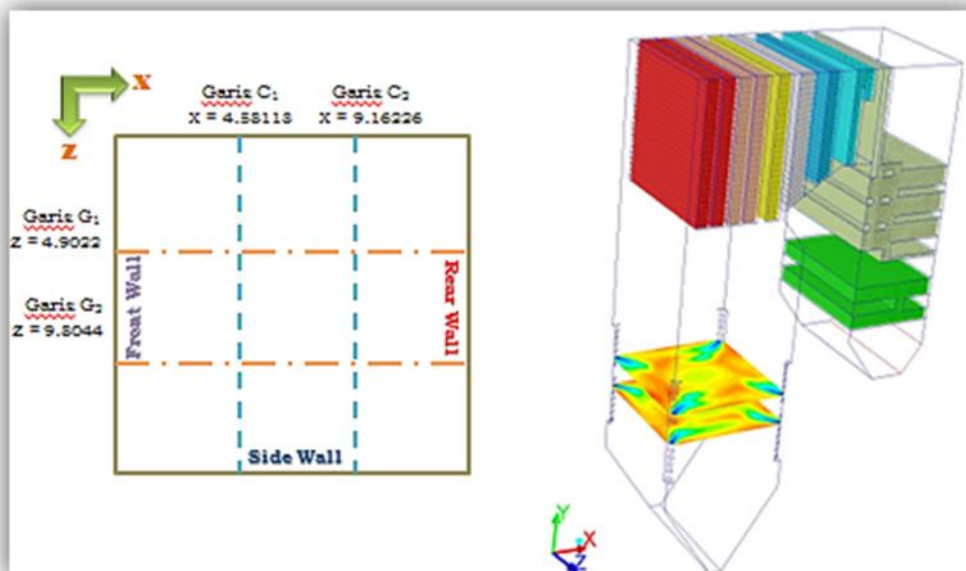
mass fraction CO₂ yang dihasilkan. Selain itu jenis batubara juga berpengaruh terhadap pembentukan gas CO₂. Pada kondisi oxy30-coal, pembentukan CO₂ di elevasi D tampak lebih maksimal dengan ditandai warna orange kekuningan yang dominan dibandingkan pada elevasi C yang menggunakan LRC.

Pada gambar 4.13 menunjukkan grafik pembentukan gas CO₂ rata-rata pada setiap elevasi burner boiler, terlihat bahwa pembentukan CO₂ terus meningkat mulai dari bagian bawah sampai dengan elevasi outlet furnace. Mass fraction CO₂ paling banyak ada pada kondisi oxy30-coal.

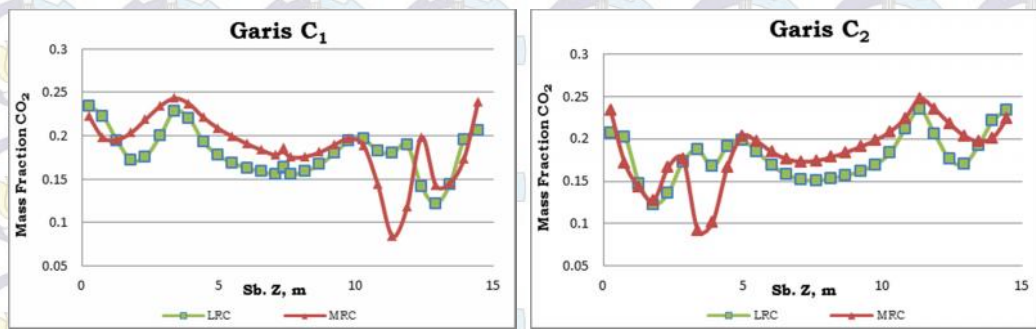


Gambar 4.13 Grafik mass fraction CO₂ rata-rata pada setiap elevasi burner boiler

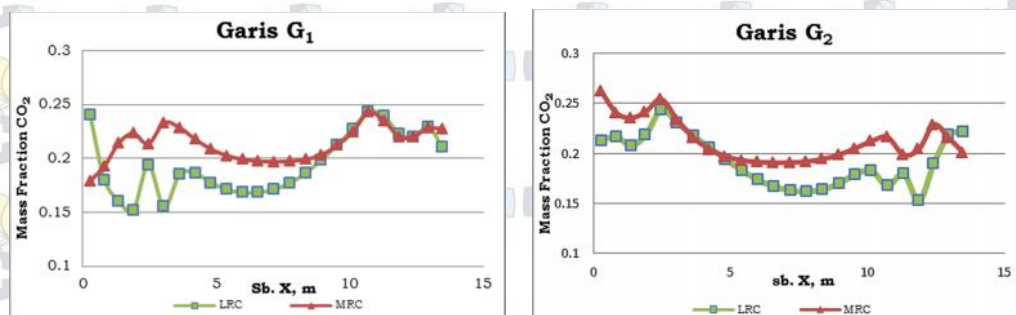
Untuk mengetahui lebih detail perbedaan distribusi gas CO₂ antara MRC (*coal burner D*) dengan LRC (*coal burner C*), maka dibuat garis yang memotong penampang *coal burner D* (elevasi $y=27.52874$ m) dan *coal burner C* (elevasi $y=24.10374$ m). Pengamatan yang dilakukan pada posisi X tertentu artinya pengambilan data sepanjang garis sumbu Z demikian pula sebaliknya, sesuai dengan gambar 4.14. Distribusi *mass fraction* sepanjang garis C₁, C₂, G₁ dan G₂ pada *coal burner C* dan *coal burner D* ditinjau dari kondisi *oxy30-coal* yang memiliki nilai *mass fraction* CO₂ terbanyak secara keseluruhan, akan di plotkan ke dalam grafik yang tampak pada gambar 4.15 dan 4.16 berikut ini.



Gambar 4.14 Posisi pengambilan data mass fraction CO₂ pada coal burner C dan D



Gambar 4.15 Grafik perbandingan data mass fraction CO_2 LRC dan MRC pada garis C_1 dan C_2



Gambar 4.16 Grafik perbandingan data mass fraction CO_2 LRC dan MRC pada garis G_1 dan G_2

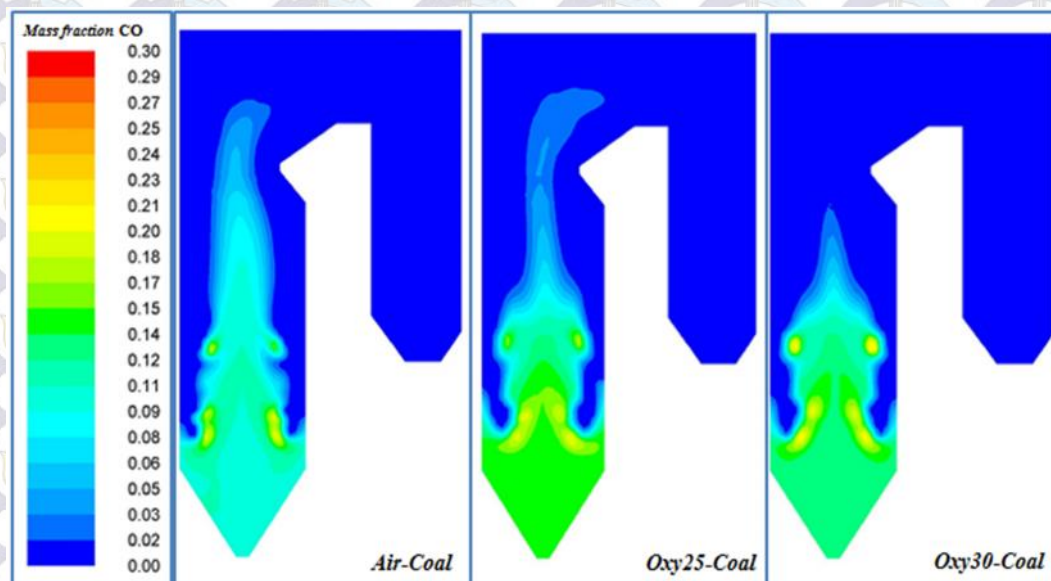
Pada gambar 4.15 tampak bahwa kedua grafik pembentukan *mass fraction* CO_2 sepanjang sumbu z antara LRC dan MRC cukup berfluktuasi, hal ini dipengaruhi oleh proses pembakaran antara batubara dan udara yang diinjeksikan pada ke empat sudut *coal burner* pada elevasi tersebut. Sedangkan pada gambar 4.16 grafik yang ditunjukkan oleh LRC dan MRC pada kedua *coal burner* lebih landai pembentukan *mass fraction* CO_2 sepanjang sumbu x . Dari kedua gambar dapat disimpulkan bahwa terjadi pembakaran yang sempurna pada *coal burner* D (MRC) dibandingkan dengan *coal burner* C (LRC) berdasarkan grafik pembentukan CO_2 .

1.2.4 Distribusi gas buang CO

Pengamatan gas CO diperlukan, sebagai parameter untuk mengetahui terjadi tidaknya pembakaran yang sempurna. Berbeda dengan gas CO_2 , jika pada gas CO makin banyak dihasilkan artinya makin tidak sempurna pembakaran tersebut. Pengamatan dilakukan pada posisi penampang vertikal dan horizontal.

1.2.4.1 Distribusi gas buang CO pada posisi $z=\text{center}$

Pengamatan gas buang CO pada posisi vertikal, memudahkan untuk mengetahui pembentukan gas CO secara keseluruhan mulai dari elevasi *furnace* yang paling bawah hingga *outlet boiler*. Pada gambar 4.17 adalah kontur gas CO pada posisi vertikal ($z=\text{center}$) dengan kondisi 3 (tiga) variasi komposisi udar a pembakaran, yaitu kondisi aktual (*air-coal*), *oxy25-coal* dan *oxy30-coal*.



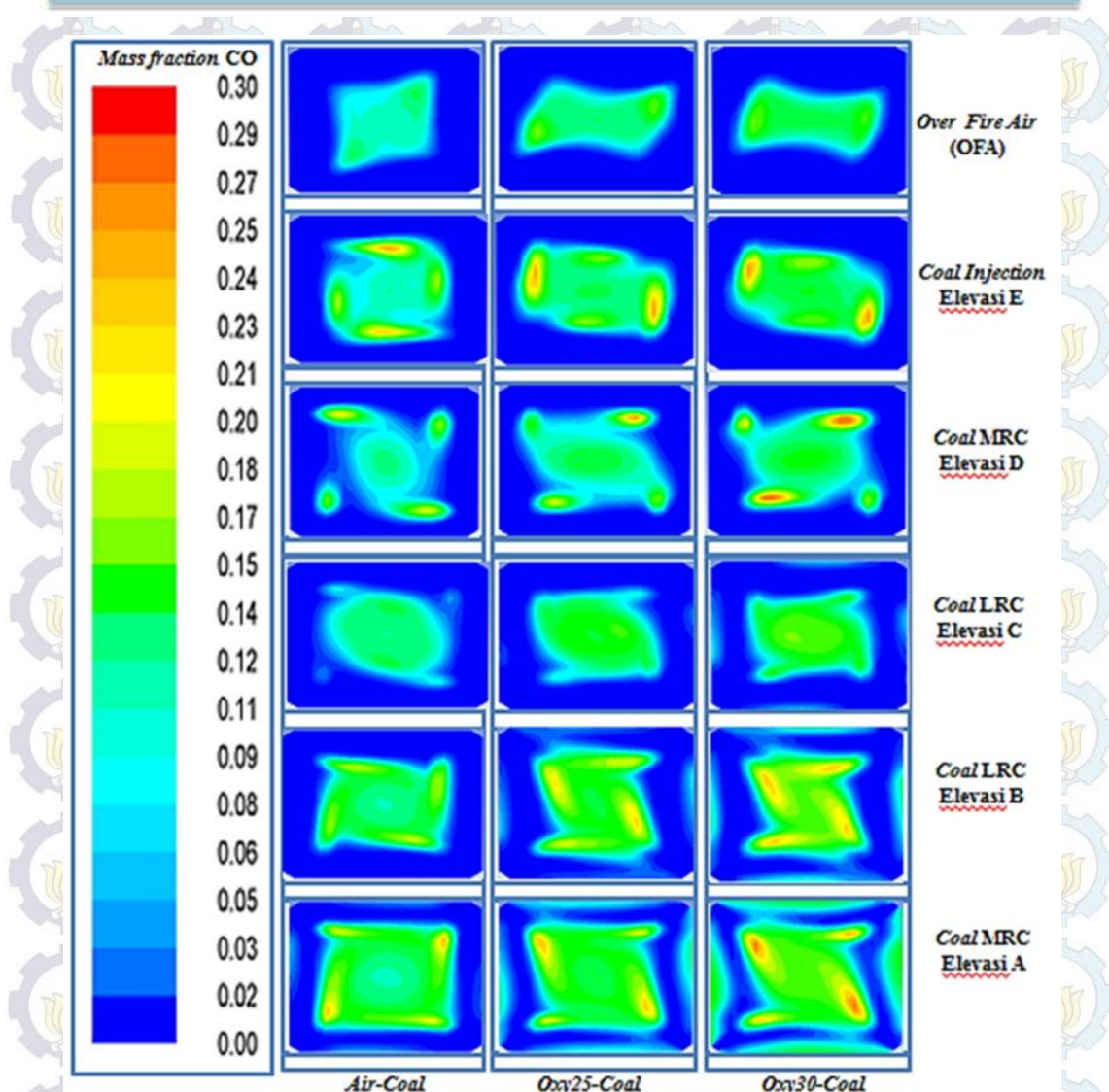
Gambar 4.17 Kontur gas buang CO pada posisi $z=\text{center}$ untuk semua kondisi

Dari gambar 4.17, tampak bahwa pembentukan gas CO banyak terjadi di bagian bawah *furnace* dan mulai berkurang pada elevasi berikutnya. Dari ketiga kondisi variasi udara pembakaran, pembentukan gas CO paling besar pada bagian bawah *furnace* adalah *oxy25-coal* jika dilihat dari kontur berwarna hijau kekuningan, namun berkurang pada ketinggian berikutnya. Secara keseluruhan dari *furnace* hingga *outlet boiler*, *mass fraction* gas CO paling kecil ada pada kondisi *oxy30-coal* yang ditandai dengan kontur pada *outlet boiler* berwarna dominan biru tua.

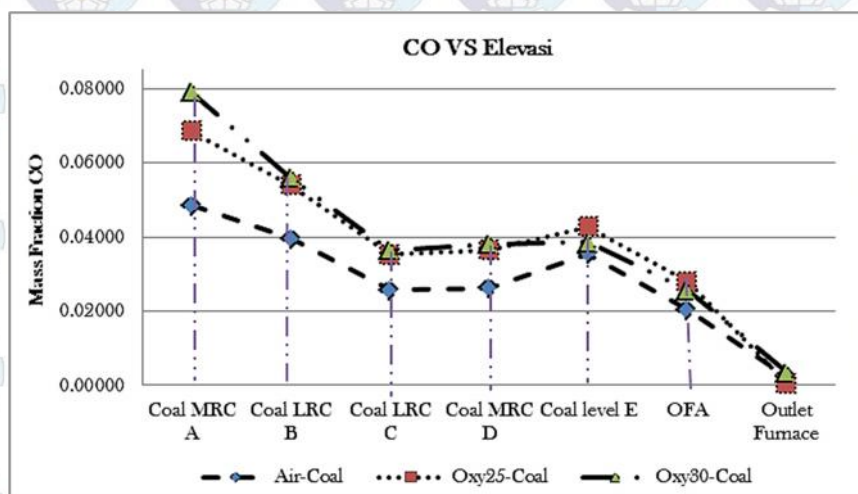
1.2.4.2 Distribusi gas buang CO pada tiap elevasi

Pengamatan setiap elevasi dilakukan untuk mengetahui lebih detail pembentukan gas CO pada setiap elevasi *coal burner* pada 3 (tiga) kondisi variasi komposisi udara pembakaran.

Dari gambar 4.18, dapat dilihat bahwa pembentukan gas CO banyak terjadi pada elevasi paling bawah dari *furnace* dan kemudian berangsur-angsur berkurang pada elevasi berikutnya. *Mass fraction* gas CO banyak terbentuk di pusat *furnace* dibanding pada sisi/dinding *furnace* tampak dari kontur yang lebih dominan berwarna hijau. Diantara ketiga kondisi pengoperasian, *oxy30-coal* adalah yang memiliki *mass fraction* gas CO paling kecil.



Gambar 4.18 Kontur gas buang CO tiap elevasi burner boiler



Gambar 4.19 Grafik mass fraction CO pada rata-rata pada setiap elevasi burner boiler



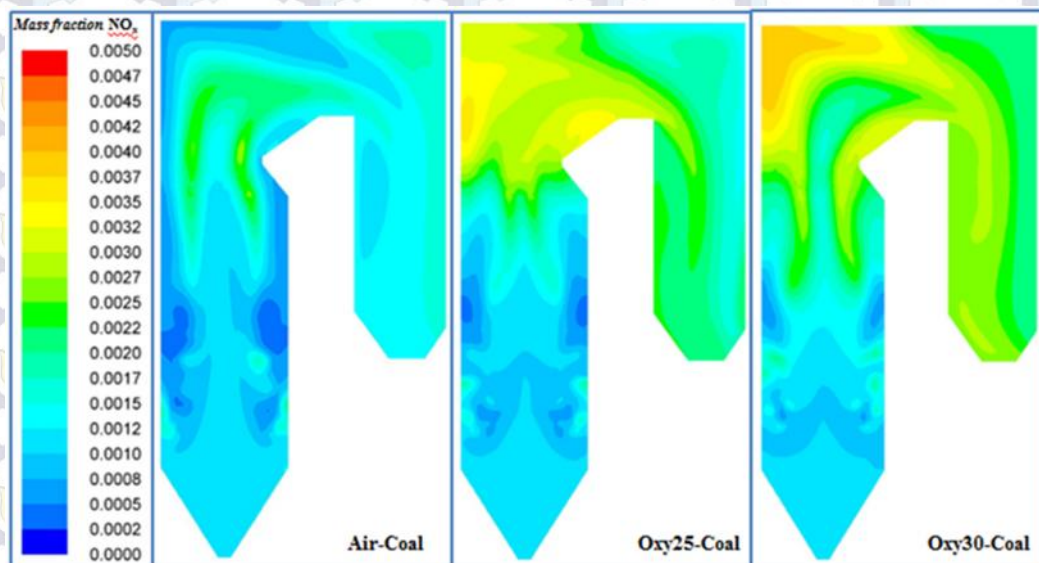
Pada grafik yang ditunjukkan gambar 4.19, tampak pembentukan dari gas CO semakin berkurang dengan semakin meningkatnya ketinggian *burner boiler*. Dapat disimpulkan bahwa proses pembakaran semakin baik mengikuti elevasi *burner boiler* dan pada kondisi *oxy30-coal* adalah yang memiliki nilai *mass fraction* CO terendah.

1.2.5 Distribusi gas buang NO_x

Proses pembakaran bahan bakar batubara pada boiler akan terjadi reaksi kimia antara batubara dan udara pembakaran. Batubara mengandung unsur kimia seperti karbon, oksigen, hidrogen, sulfur dan nitrogen. Terjadinya proses pembakaran batubara akan menghasilkan gas buang dengan temperatur tinggi dan mengandung emisi gas buang, salah satunya emisi NO_x . Dalam simulasi numerik ini pemodelan emisi NO_x yang digunakan yaitu *thermal NO_x*. *Thermal NO_x* terbentuk apabila terjadi reaksi kimia antara nitrogen dan oksigen saat proses pembakaran batubara, emisi NO_x baru terbentuk saat temperatur mencapai 1447,15 K. Pada anak subbab ini, akan dilakukan pengamatan mengenai kontur gas NO_x pada posisi penampang vertikal ($z=\text{center}$) dan pada penampang horizontal di setiap elevasi *coal burner*.

1.2.5.1 Distribusi gas buang NO_x pada posisi $z=\text{center}$

Penamatan kontur gas NO_x pada posisi vertikal ($z=\text{center}$), memudahkan untuk mengetahui secara global pembentukan gas NO_x mulai dari *furnace* sampai dengan *outlet boiler*. Pada gambar 4.20 tampak bahwa gas NO_x mulai terbentuk pada daerah *furnace*, dimana temperatur telah mencapai lebih dari 1400 K. Gas NO_x tersebut



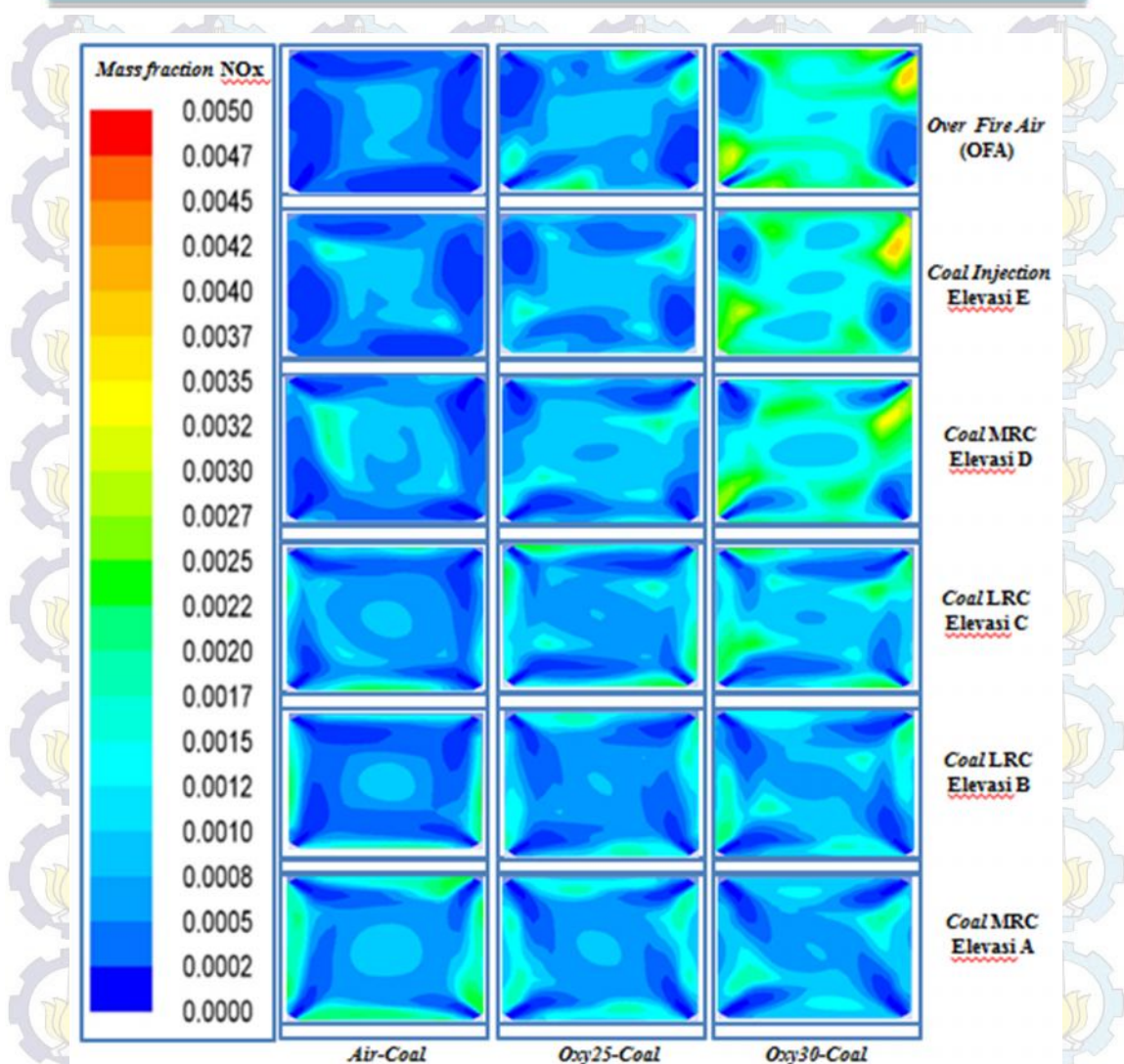
Gambar 4.20 Kontur gas buang NO_x pada posisi $z=\text{center}$ untuk semua kondisi



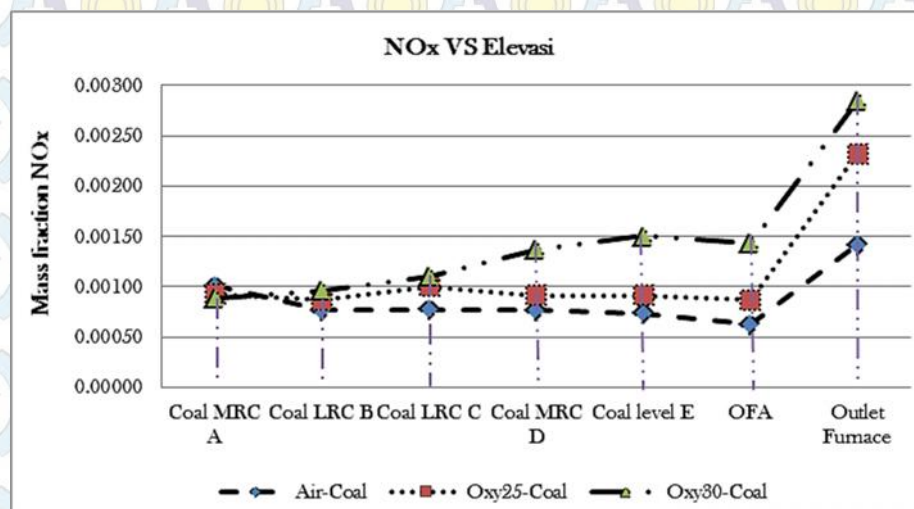
akan terakumulasi kemudian sebagian akan membentuk gas N_2 dan gas O_2 dengan udara pembakaran yang tidak terpakai saat temperatur turun dibawah temperatur pembentukan gas NO_x . Konsentrasi NO_x yang mulai terbentuk mendekati daerah *exit furnace* sampai memasuki jajaran *heat exchanger* terus bertambah, yang ditunjukkan dengan kontur gas NO_x berwarna kuning kehijauan. Setelah melewati *heat exchanger*, kandungan gas buang NO_x lebih rendah dan lebih didominasi warna hijau sampai pada *outlet boiler*. *Mass fraction* terbesar ada pada *oxy30-coal*, dikarenakan pada kondisi *oxy30-coal* tersebut nilai temperaturnya memang yang paling tinggi diantara 2 (dua) kondisi lainnya (*air-coal* dan *oxy25-coal*).

1.2.5.2 Distribusi gas buang NO_x pada tiap elevasi

Pada gambar 4.21 menunjukkan kontur gas NO_x di setiap elevasi *coal burner*. Tampak bahwa pembentukan gas NO_x telah terjadi pada elevasi *coal burner* A dan terus meningkat pada elevasi berikutnya, mengikuti kenaikan temperatur. Pada kondisi *air-coal* pembentukan gas NO_x bertahap tiap elevasi, Sedangkan pada kondisi *oxy25-coal* dan *oxy30-coal* lebih tampak signifikan penambahan konsentrasi gas NO_x yang terbentuk mulai dari elevasi *coal burner* C untuk *oxy30-coal* dan pada elevasi D untuk *oxy25-coal*, tampak dari kontur yang mulai muncul warna hijau kekuningan pada 4 (empat) sisi *burner boiler*. Hal tersebut berkaitan dengan kenaikan temperatur yang cukup tinggi pada 2 (dua) kondisi tersebut, dikarenakan adanya penambahan konsentrasi oksigen pada udara pembakaran.



Gambar 4.21 Kontur gas buang NO_x tiap elevasi burner boiler



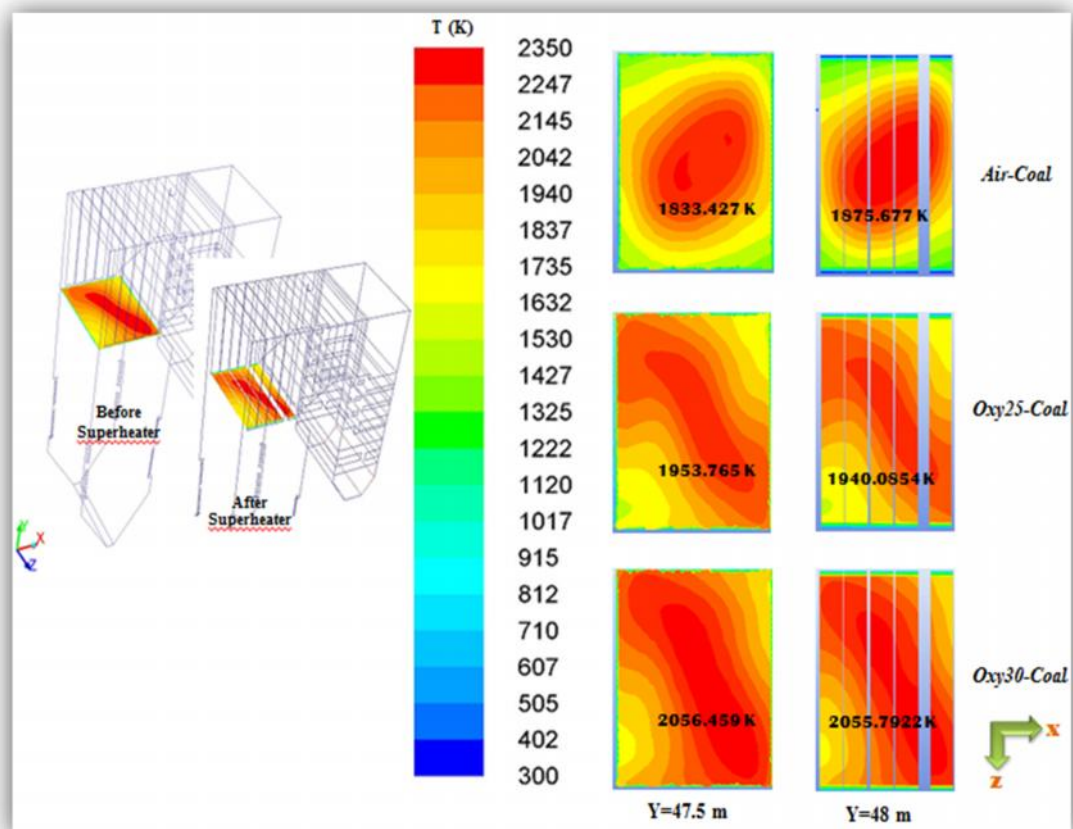
Gambar 4.22 Grafik mass fraction NO_x pada rata-rata pada setiap elevasi burner boiler



Dari gambar 4.22, menunjukkan grafik pembentukan gas NO_x rata-rata pada setiap elevasi *burner boiler* dari ketiga kondisi variasi, dan nilai tertinggi ada pada *oxy30-coal*. hal ini disebabkan karena pada *oxy30-coal* temperatur yang dicapai lebih tinggi dibandingkan 2 (dua) kondisi lainnya. Sesuai dengan literatur yang menyebutkan bahwa gas NO_x akan terbentuk ketika temperatur mencapai lebih dari 1400 K.

1.2.6 Distribusi Temperatur pada *outlet furnace*

Pengamatan pada elevasi *outlet furnace* dan sesaat memasuki jajaran *heat exchanger* perlu untuk dilakukan, agar diketahui temperatur yang mempengaruhi penyerapan panas pada jajaran *heat exchanger*. Pada gambar 4.23 menunjukkan posisi elevasi *outlet furnace* dan elevasi sesaat memasuki *heat exchanger*, tepatnya *superheater*. Tampak bahwa dengan adanya penambahan oksigen sangat memberikan pengaruh terhadap kenaikan temperatur. Dari gambar diketahui bahwa pada level yang sama, temperature tertinggi ada pada kondisi *oxy30-coal*, yaitu 2056.450 K dan sesaat memasuki *superheater* menjadi 2055.792 K yang menunjukkan bahwa telah terjadi penyerapan panas.



Gambar 4.23 Kontur temperatur pada posisi $y=47.5$ m (outlet furnace) dan $y=48$ m (seaat memasuki heat exchanger)



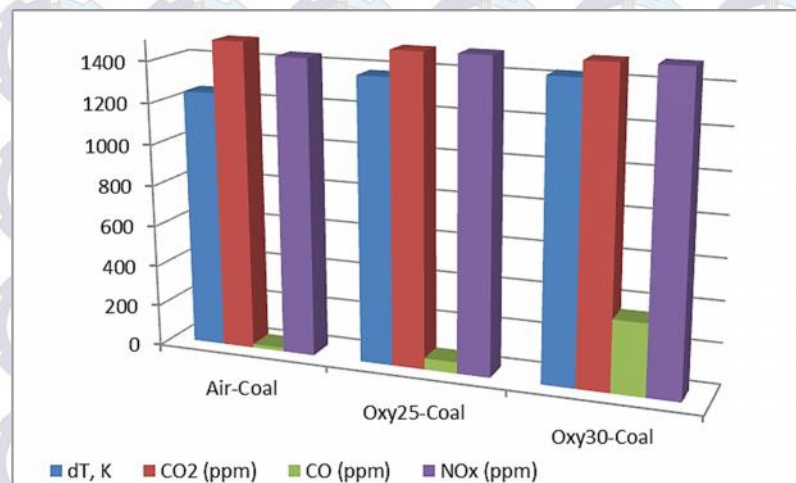
1.2.7 Data Kuantitatif Boiler

Penelitian ini dilakukan pada PLTU Rembang unit 1 (#20) dengan memvariasikan udara pembakaran, yaitu *air-coal* (kondisi aktual); *oxy25-coal* (variasi 1) dan *oxy30-coal* (variasi 2). Sedangkan untuk penggunaan batubara dan konfigurasi mengikuti kondisi aktual ketika beroperasi, yaitu batubara MRC dan LRC dengan perbandingan 50%:50%, dan konfigurasi untuk MRC pada *coal burner* A dan B, serta untuk LRC ada pada *coal burner* B dan C. Pengambilan data kuantitatif boiler dilakukan pada dua posisi, posisi pertama letaknya pada *outlet boiler* yang akan diambil data komposisi gas buang CO₂, CO dan NO_x. Nilai temperatur akan diambil pada posisi *outlet boiler* atau sesaat memasuki jajaran *heat exchanger* (elevasi y=47.5 m). berikut ini adalah tabel yang menunjukkan hasil pengambilan data kuantitatif pada boiler.

Pada tabel 4.1 di bawah ini, dapat dilihat secara kuantitatif *output* dari boiler dengan 3 (tiga) variasi udara pembakaran. Dari hasil ketiganya, *oxy30-coal* adalah komposisi variasi oksigen yang direkomendasikan. Dengan penambahan 30% volume oksigen pada udara pembakaran didapat kenaikan temperatur yang besar dibandingkan kondisi aktual (*air-coal*) yaitu sebesar 223.03 K, dengan begitu diharapkan penyerapan panas pada jajaran *heat exchanger* dapat maksimal dengan temperatur *outlet furnace* yang tinggi. Sedangkan untuk komposisi gas buang CO₂ juga terdapat kenaikan yang signifikan, hal ini sesuai dengan tujuan dari memvariasikan udara pembakaran yaitu untuk meningkatkan produksi gas buang CO₂ sehingga memudahkan proses penangkapan dan penyimpanannya (CCS).

Tabel 4.1 Tabel data kuantitatif outlet Furnace & outlet Boiler antara kondisi aktual dan pada kondisi dengan variasi udara pembakaran pada PLTU Rembang unit 1 (#20)

Parameter	Outlet Furnace			Outlet Boiler		
	Air-Coal	Oxy25-Coal	Oxy30-Coal	Air-Coal	Oxy25-Coal	Oxy30-Coal
Temperatur, K	1833.43	1953.77	2056.46	585.21	578.07	630.93
CO ₂ (%mass fraction)	18.86	20.59	22.65	19.14	21.36	24.29
CO, (%mass fraction)	0.246	0.059	0.347	0.00166	0.00549	0.035
NO _x , (%mass fraction)	0.141	0.231	0.284	0.144	0.184	0.236



Gambar 4.24 Histogram hasil simulasi dengan variasi udara pembakaran

Jika dilihat pada gambar 4.24, perbedaan temperatur antara *outlet furnace* hingga *outlet boiler*, nilai tertinggi diperoleh pada kondisi *oxy30-coal*, artinya penyerapan panas yang terjadi paling besar. Gas CO₂ yang dihasilkan ada pada kondisi *oxy30-coal* yaitu 24.29%, untuk gas CO paling sedikit dihasilkan oleh *oxy30-coal* 0.035%. Sedangkan untuk gas NO_x memang yang tertinggi ada pada kondisi *oxy30-coal* yaitu 0.236%, hal ini dikarenakan temperatur tinggi yang dihasilkan pada kondisi *oxy30-coal* tersebut sehingga memicu terbentuknya gas NO_x. Akan tetapi nilai gas NO_x yang dihasilkan untuk ketiga variasi udara pembakaran masih memenuhi baku mutu lingkungan untuk kadar NO_x nya, yaitu < 850 ppm. Dengan begitu PLTU batubara sebagai penghasil emisi gas rumah kaca (gas CO₂) terbesar dapat diminimalis dan penyerapan panas yang lebih optimal dapat tercapai.

1.3 Diskusi

Pada simulasi numerik yang dilakukan pada penelitian *tangentially fired boiler* menggunakan teknologi *oxyfuel combustion* sudah cukup banyak dilakukan. Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan oksigen pada udara pembakaran mampu memberikan kenaikan temperatur yang cukup tinggi, hingga 120 K. selain itu juga meningkatkan produksi gas buang CO₂ yang dapat memudahkan proses penangkapan dan penyimpanan (CCS) dalam rangka mengurangi emisi gas rumah kaca yang banyak disebabkan oleh PLTU berbahan bakar batubara. Yang perlu diperhatikan adalah produksi gas buang NO_x yang menunjukkan peningkatan ketika dilakukan penambahan gas oksigen pada udara pembakaran, karena salah satu sifat gas NO_x yang terbentuk ketika suhu mencapai kurang lebih 1400 K. Karena itu perlu dipikirkan kembali teknologi yang selain dapat meningkatkan produksi gas CO₂ tetapi juga tidak meningkatkan produksi gas NO_x. pada penelitian ini, penambahan oksigen 30% adalah yang direkomendasikan, karena



selain persebaran temperatur yang semakin merata, juga penyerapan panasnya paling maksimal serta produksi gas CO₂ yang meningkat.

Proses simulasi numerik pada penelitian ini memerlukan data-data lapangan untuk dihitung dan diinputkan pada pemodelan *tangentially fired boiler*. Kelengkapan data dari lapangan akan menyempurnakan proses simulasi numerik untuk mendapatkan simulasi yang sesuai dengan kondisi lapangan yang sebenarnya. Dan hal tersebut hingga saat ini yang terkadang menjadi kendala.



BAB V PENUTUP

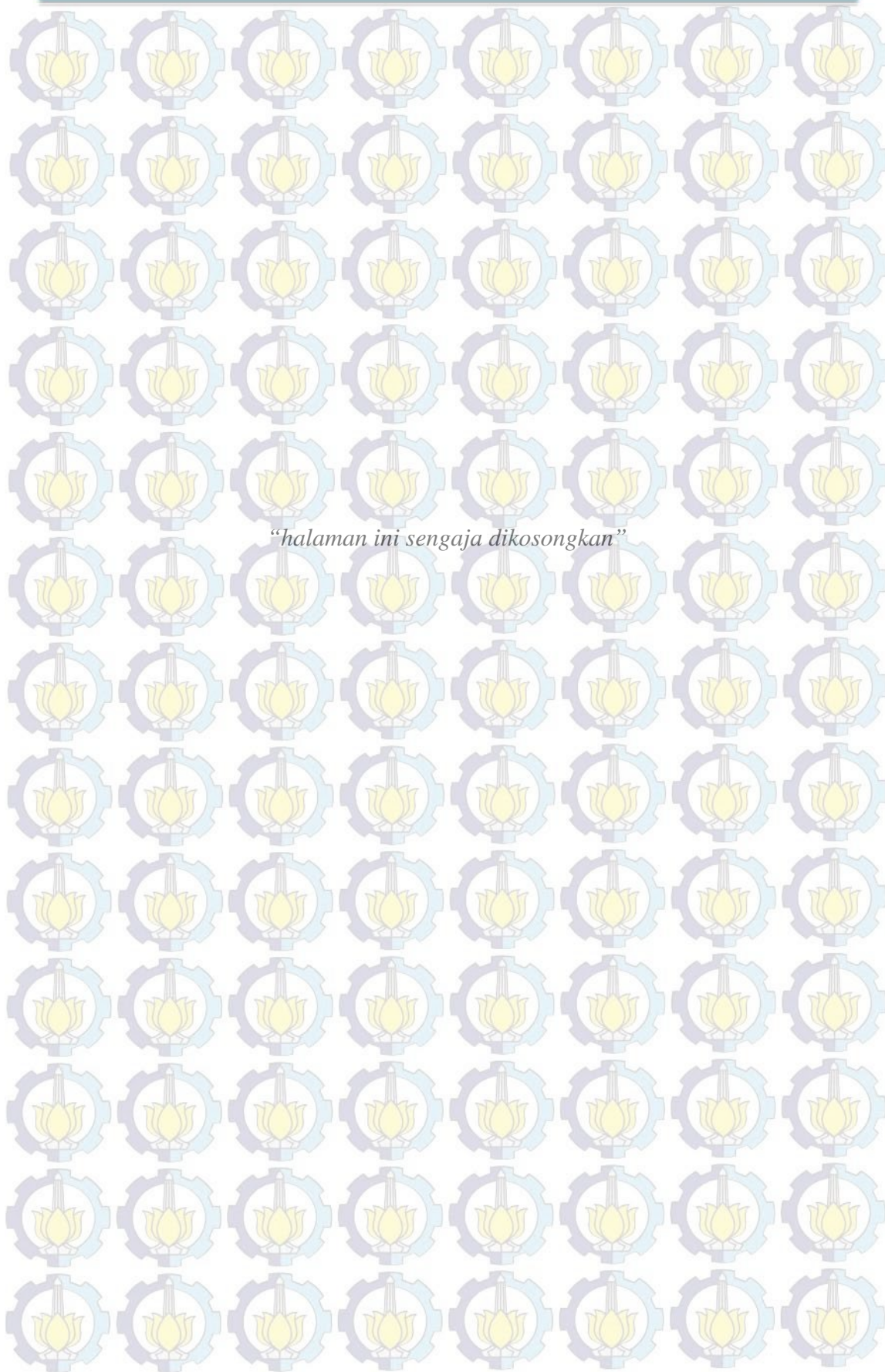
1.1 Kesimpulan

Hasil yang diperoleh dari penelitian Studi Numerik Karakteristik Aliran dan Pembakaran pada *Tangentially Fired Pulverized Coal Boiler* dengan menggunakan *Oxy-fuel* pada kasus *coal blending* antara MRC dan LRC pada PLTU Rembang unit 1 (#20) Jawa tengah, dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Berdasarkan hasil simulasi numerik pengoperasian 50% MRC dan 50% LRC diperoleh validasi dengan nilai *error* terkecil 0.30% pada posisi setelah *cold superheater* dan 5.75% pada setelah *final superheater*.
2. Dari hasil numerik, kondisi variasi *oxy30-coal* adalah yang direkomendasikan diantara *air-coal* dan *oxy25-coal*.
3. Hasil dari simulasi variasi udara pembakaran 30% oksigen (*oxy30-coal*) pada sisi *outlet boiler* berupa gas buang dengan komposisi gas CO_2 sebesar 24.29% fraksi massa; gas CO sebesar 0.035% fraksi massa dan gas NO_x sebesar 0.236% fraksi massa. Sedangkan untuk temperatur, yang diukur adalah pada posisi *outlet furnace* atau sebelum memasuki jajaran *heat exchanger*, tepatnya *superheater* dengan nilai 2056.46 K, dan temperatur *outlet boiler* sebesar 630.93 K. Beda antara temperatur *outlet furnace* dan *outlet boiler* adalah 1248.22 K, artinya penyerapan panas yang terjadi paling tinggi diantara kedua kondisi variasi (*air-coal* dan *Oxy25-coal*)

1.2 Saran

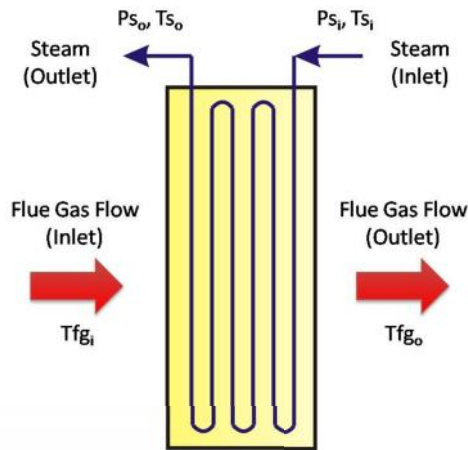
Sebagai saran, kelengkapan data operasional atau *manual book* dari suatu pembangkitan sangat diperlukan. Agar simulasi yang dilakukan dapat benar-benar mendekati kondisi aktual dilapangan.





LAMPIRAN

Lampiran 1: Perhitungan Heat Flux (Sisi Feed Water)



Gambar 2.6 Heat exchanger

$$q = \dot{m}_{steam} \cdot C_{p_{steam}} \cdot \Delta T = \dot{m}_{fg} \cdot C_{p_{fg}} \cdot \Delta T \quad (2.28)$$

$$q'' = q/A \quad (2.29)$$

$$q''' = q/Vol \quad (2.30)$$

Kalor Masuk = HHV \times Coal Flow Rate

Total Kalor yang diserap (Q_{Tot}) = Kalor masuk \times Efisiensi boiler

$$q_{HE} = q_{eco} + q_{MRH} + q_{FRH} + q_{PDSH} + q_{PLSH} + q_{CSH} + q_{FSH}$$

$$q_{wall\ tube} = Q_{Tot} - q_{HE}$$

$$q_{wall\ tube}'' = \frac{q_{wall\ tube}}{A_{wall\ tube}}$$



HHV (rata-rata)	(kJ/kg)	19748.4
Coal Flowrate	(kg/s)	45.58548818
Kalor Masuk	(kJ/s)	900240.4547
Efisiensi Boiler	-	87.600%
Kalor yang diserap Tot	(kJ/s)	788,609.23

Heater	Flow rate	C_p air	T_{inlet}	T_{outlet}	Volume	Area	Q	%heat flux	Heat Flux	
	(kg/s)	(kJ/kg K)	°C	°C	m ³	m ²	Watt			
Economizer	259.0648	2.02	277.3	353.8	491.08	-	-40017516	5.1%	-81488.40	Watt/m ³
Medium RH	222.5312	2.03	281.3	369.4	364.02	-	-39712094.25	5.0%	-109091.97	Watt/m ³
Final RH	222.5312	2.08	288.3	538.4	251.37	-	-115622483.2	14.7%	-459961.50	Watt/m ³
Panel Div SH	259.0648	2.10	435.0	469.4	1453.31	-	-18760955.64	2.4%	-12909.16	Watt/m ³
Cold SH	259.0648	2.07	353.8	435.0	547.91	-	-43444802.94	5.5%	-79292.57	Watt/m ³
Platen SH	259.0648	2.12	438.4	509.8	354.28	-	-39159149.13	5.0%	-110531.02	Watt/m ³
Final SH	259.0648	2.15	501.4	540.5	220.67	-	-21771923.9	2.8%	-98662.66	Watt/m ³
Wall Tube	-	-	-	-	-	2859.4	-470120308.9	59.6%	-164411.60	Watt/m ²



Lampiran 2: Perhitungan Porosity & Inertial Resistance

Porosity:

$$\text{Porosity} = \frac{\text{Volume ruang kosong}}{\text{Volume Heat Exchanger}}$$

$$\text{Porosity} = \frac{\text{Volume Heat Exchanger} - \text{Volume tube}}{\text{Volume Heat Exchanger}}$$

Heat Exchanger	Diameter tube (m)	Panjang Tube (m)	Jumlah tube	Volume Tube (m ³)	Volume Heat Exchanger (m ³)	Porosity
Panel Div SH1	0.051	15.00	6048	185.23	726.653106	0.75
Panel Div SH2	0.051	15.00	6048	185.23	726.653106	0.75
Platen SH	0.054	15.00	2050	70.39	354.281994	0.80
Medium RH	0.06	13.75	864	33.57	364.0239812	0.91
Final RH	0.06	11.50	832	27.03	251.3742635	0.89
Final SH	0.051	10.04	1886	29.00	220.6703532	0.87
Cold SH	0.057	10.10	6384	164.45	1327.454647	0.88
Economizer	0.051	1.36	2496	13.82	491.0823401	0.97

Inertial Resistance

$$C_2 = \frac{1}{C^2} \frac{(A_p/A_f)^2 - 1}{t}$$

A_f = the free area or total area of the holes

A_p = the area of the plate (solid and holes)

$$C_2 = \frac{1}{C^2} \frac{\left(\frac{A_p}{A_f} \right)^2 - 1}{t}$$

Keterangan:

A_f = the free area or total of the holes

A_p = the area of the plate (solid and holes)

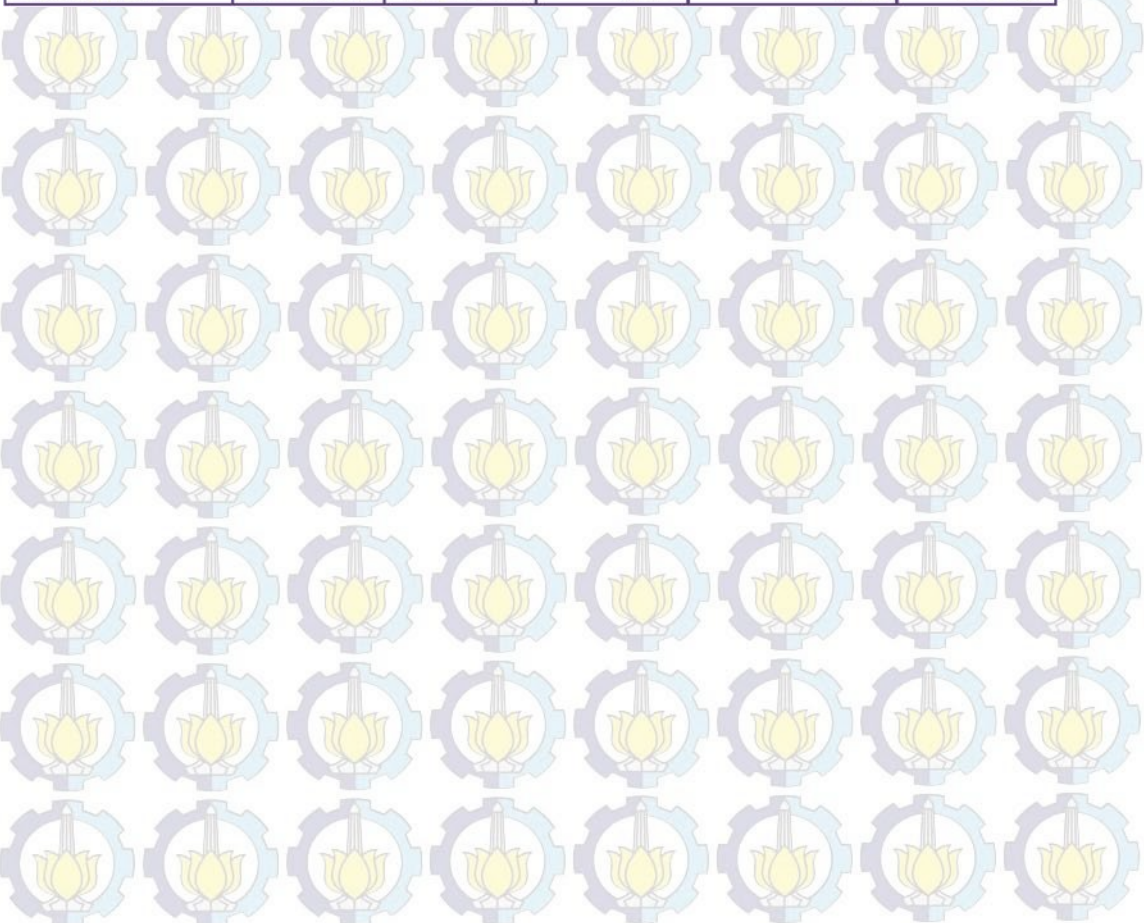
t = heat exchanger's thickness

C = a coefficient that has been tabulated for various Reynolds-number ranges and for various, for $\frac{D}{t} > 1,6$ and for $Re > 4000$ the coefficient takes a value of approximately 0.98, where the Reynolds number is based on hole diameter and velocity in the holes



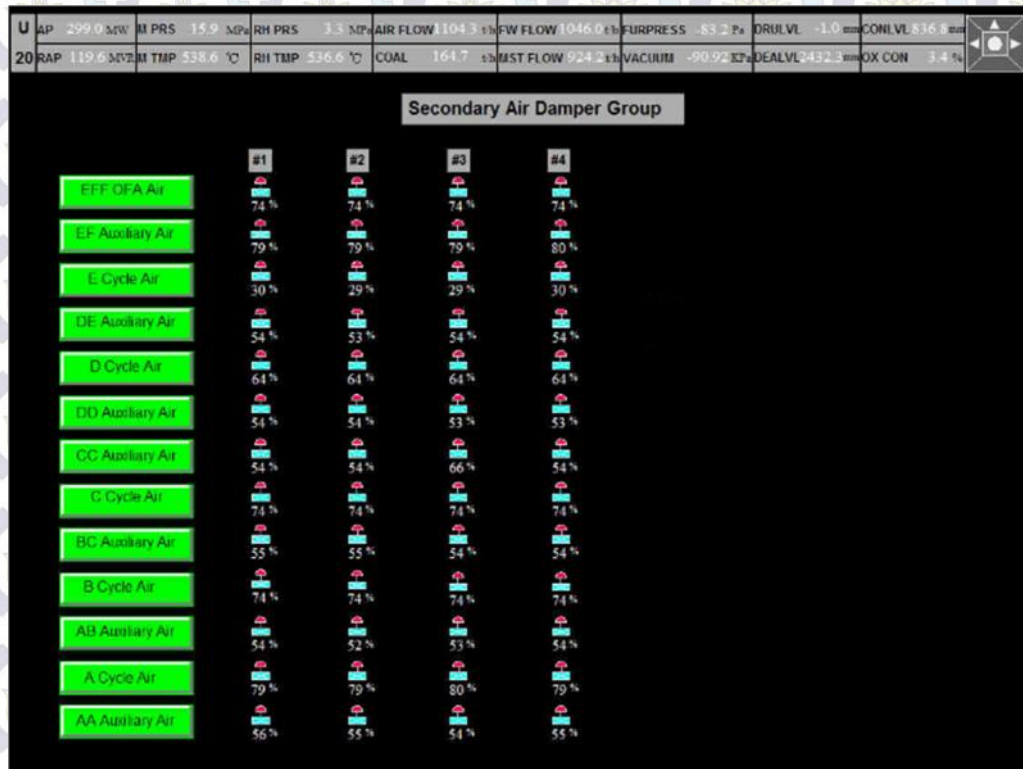
Arah X	Af	Ap	C	thickness (t)	C ₂
Panel Division	134.919	220.599	0.98	3.294	0.5290
Platen SH	154.179	220.599	0.98	1.606	0.6789
Medium RH	175.8202	202.2209	0.98	1.89	0.1779
Final RH	124.9127	169.0538	0.98	1.56	0.5551
Final SH	105.667	147.6543	0.98	2.346	0.4228
CSH	-	-	-	-	-
Economizer	-	-	-	-	-

Arah Y	Af	Ap	C	thickness (t)	C ₂
Panel Division	61.18934	98.82	0.98	15	0.1116
Platen SH	16.97863	24.09	0.98	15	0.0703
Medium RH	-	-	-	-	-
Final RH	-	-	-	-	-
Final SH	-	-	-	-	-
CSH	135.3011	145.4483	0.98	10.4	0.0156
Economizer	92.99171	145.4483	0.98	4.56	0.3303





Lampiran 3: Perhitungan Mass Flow Rate Udara Primer & Udara Sekunder



% Buka	Valve#1	Valve#2	Valve#3	Valve#4	Rata-rata
OFA	74	74	74	74	74
EE	79	79	79	80	79
Coal E	30	29	29	30	30
Oil DE	54	53	54	54	54
Coal D	64	64	64	64	64
DD	54	54	53	53	54
CC	54	54	66	54	57
Coal C	74	74	74	74	74
Oil BC	55	55	54	54	55
Coal B	74	74	74	74	74
Oil AB	54	52	53	54	53
Coal A	79	79	80	79	79
AA	56	55	54	55	55

Data Mass Flow Udara Primer dan Sekunder

	kg/hr	kg/s	Flow/corner (kg/s)*
Secondary Air Flow	728466.8	202.3519	50.588



Primary Air Flow	420159.9	116.7111	29.178
Total Air Flow	1148627	319.063	79.766

$$* \frac{\text{Flow}}{\text{corner}} = \frac{\text{Mass Flow}}{\# \text{ corner}} = \frac{\text{Mass Flow}}{4}$$

Area Efektif = Luas Penampang Damper × % Buka Valve

$$\text{Mass Flow Rate Secondary} = \frac{A_A}{A_S} \times \text{Mass flow rate/corner}$$

$$\text{Mass Flow Rate Primary} = \frac{A_C}{A_P} \times \text{Mass flow rate/corner}$$

$$\text{Total area efektif Primer } (A_p) = \text{Total } A_C \text{ A,B,C,D,E}$$

$$\text{Total area efektif Sekunder } (A_S) = A_{Tot} - A_p$$

Keterangan :

A_C = area efektif coal damper

A_A = area efektif air damper (secondary air, oil damper & OFA)

A_P = total area efektif primer

A_S = total area efektif sekunder

A_{Tot} = total keseluruhan area efektif

Total Area Efektif Sekunder	1.022072 m ²
Total Area Efektif Primer	0.561954 m ²



Damper	Lebar (m)	Tebal (m)	Area (m ²)	% Bukaan Valve	Area efektif (m ²)	Mass Flow Rate (kg/s)
OFA	0.55	0.365	0.201	0.74	0.149	7.35
EE	0.57	0.365	0.208	0.79	0.165	8.16
Coal E	0.48	0.365	0.175	0.30	0.052	-
Oil DE	0.57	0.4	0.228	0.54	0.123	6.07
Coal D	0.48	0.365	0.175	0.64	0.112	7.29
DD	0.55	0.365	0.201	0.54	0.107	5.32
CC	0.57	0.365	0.208	0.57	0.119	5.87
Coal C	0.48	0.365	0.175	0.74	0.130	7.29
Oil BC	0.57	0.4	0.228	0.55	0.124	6.15
Coal B	0.48	0.365	0.175	0.74	0.130	7.29
Oil AB	0.57	0.4	0.228	0.53	0.121	6.01
Coal A	0.48	0.365	0.175	0.79	0.139	7.29
AA	0.57	0.365	0.208	0.55	0.114	5.66



Lampiran 4 : Data Operasi PLTU Rembang Komissioning & Performance Test tanggal 21 Mei 2014

Item	Symbol	Unit	Komissioning	Performance
			Oktober 2011	21 Mei 2014 BB
INPUT DATA				
LOAD				
Fuel firing rate		kg/hr	152,380.00	164,107.76
Steam generation rate		kg/hr	927,300.00	926,907.75
Steam temperature		°C	534.23	538.00
Steam pressure		MPa	16.38	15.85
Steam Enthalpy		KJ/kg	3,391.60	3,408.20
Feed water flow		kg/hr	990,000.00	999,166.67
Feed water temperature		°C	275.66	275.88
Feed water pressure		MPa	18.49	17.80
Feed water enthalpy		KJ/kg	1,210.00	1,211.30
Cold Reheat Steam Flow		kg/hr	779,800.00	819,436.06
Cold Reheat Steam Temperature		°C	333.74	332.00
Cold Reheat Steam pressure		MPa	3.85	3.26
Cold Reheat Steam Enthalpy		KJ/kg	3,056.00	3,066.80
Hot Reheat Steam Flow		kg/hr	797,270.00	819,436.06
Hot Reheat Steam Temperature		°C	542.20	537.44
Hot Reheat Steam pressure		MPa	3.63	3.25
Hot Reheat Steam Enthalpy		KJ/kg	3,546.80	3,538.80
Raw coal sampling				
Carbon	C _{ar}	kg/kg	0.4785	0.582
Hydrogen	H _{ar}	kg/kg	0.032	0.040
Oxygen	O _{ar}	kg/kg	0.107	0.140
Nitrogen	N _{ar}	kg/kg	0.012	0.010
Sulfur	S _{ar}	kg/kg	0.007	0.003
Moisture	M _{ar}	kg/kg	0.265	0.277
Ash	A _{ar}	kg/kg	0.099	0.056
Volatile			0.329	0.335
HHV	H _f	kCal/kg	5,086	4,726
HHV	H _f	kJ/kg	21,361	19,755
Reference Air				
Primary air temperature entering AH A		°C	50.08	50.11
Primary air temperature entering AH B		°C	50.08	50.11
Secondary air temperatur entering AH A		°C	34.21	34.24
Secondary air temperatur entering AH B		°C	34.21	34.24
Primary air temperature Outlet AH A		°C	159.51	162.20
Primary air temperature Outlet AH B		°C	159.51	162.20
Secondary air temperatur Outlet AH A		°C	320.86	333.74
Secondary air temperatur Outlet AH B		°C	320.86	333.74
FD Fan inlet Temperature1		°C	31.78	31.81
FD Fan inlet Temperature2		°C	31.78	31.81
FD Fan air flow1		t/h	389,929.97	364,233.41
FD Fan air flow2		t/h	389,929.97	364,233.41
PA Fan A air flow		t/h	170,759.98	210,079.97
PA Fan B air flow		t/h	170,759.98	210,079.97
Total Air Flow		t/h	1,121,379.91	1,148,626.75
Reference Gas				
Flue Gas temperature at AH A inlet		°C	381.90	383.19
Flue Gas temperature at AH B inlet		°C	381.90	383.19
Flue Gas temperature at AH A outlet		°C	159.51	162.20
Flue Gas temperature at AH B outlet		°C	159.51	162.20
Flue Gas Analysis				
Oxygen inlet AH A		%	0.019	0.000
Oxygen inlet AH B		%	0.019	0.000
Oxygen Outlet AH A		%	0.040	0.040
Oxygen Outlet AH B		%	0.040	0.040



Lampiran 5: Perhitungan Efisiensi Boiler – *Indirect Method*

Perhitungan Efisiensi Boiler (*Indirect Method*) menggunakan persamaan yang telah dijelaskan pada bab 2.4.2. Untuk menghitung efisiensi boiler dengan metode tidak langsung terlebih dulu dilakukan perhitungan *stoichiometric air fuel ratio* dan *excess air*. Berikut ini merupakan hasil perhitungan efisiensi boiler menggunakan *indirect method*:

Item	Symbol	Unit	Formula	Komisioning Oktober 2011	Performance 21 Mei 2014 BB
PERHITUNGAN STOICHIOMETRIC AIR FUEL RATIO DAN EXCESS AIR					
Theoretical air required for complete combustion		kg/kg of coal	$\frac{[(11,6 \times C) + \{34,8 \times (H_2 - O_2/8)\} + (4,35 \times S)]}{100}$	6.219	7.544
Moles of N_2			$\frac{Wt \text{ of } N_2 \text{ in theoretical air}}{Mol. wt \text{ of } N_2} + \frac{Wt \text{ of } N_2 \text{ in fuel}}{Mol. wt \text{ of } N_2}$	0.171	0.208
Moles of C			$\frac{Wt \text{ of } C \text{ in fuel}}{Mol. wt \text{ of } C}$	0.040	0.048
% CO_2 at theoretical condition $(CO_2)_t$		%	$\frac{Moles \text{ of } C}{Moles \text{ of } N_2 + Moles \text{ of } C}$	18.868	18.915
Actual CO_2 measured in flue gas $(CO_2)_a$		%	$\frac{CO_2 \text{ Inlet AH A} + CO_2 \text{ Inlet AH B}}{2}$	14.500	16.007
% Excess air supplied (EA)	EA	%	$\frac{7900 \times [(CO_2\%)_t - (CO_2\%)_a]}{(CO_2\%)_a \times [100 - (CO_2\%)_t]}$	29.329	17.701
Actual mass of air supplied	AAS	kg/kg of Coal	$[1 + \frac{EA}{100}] \times \text{theoretical air}$	8.043	8.879
Mass of dry flue gas		kg/kg of Coal	Mass of CO_2 + Mass of N_2 content in the fuel + Mass of N_2 in the combustion air supplied + mass of oxygen in flue gas	8.379	9.287
EFFISIENSI BOILER METODE HEAT LOSS					
Heat loss in dry flue gas	L_1	%	$L_1 = \frac{K(T - t)}{\%CO_2}$	1.835	2.453
Heat loss due to formation of water from H_2 in fuel	L_2	%	$\frac{9 \times H_2 \times [584 + C_p(T_f - T_a)]}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100$	3.576	4.871
Heat loss due to moisture in fuel	L_3	%	$\frac{M \times [584 + C_p(T_f - T_a)]}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100$	3.321	3.746
Heat loss due to moisture in air	L_4	%	$\frac{AAS \times humidity \times C_p(T_f - T_a)}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100$	0.043	0.052
Heat loss due to partial conversion of CO	L_5	%	$\frac{\%CO \times C}{\%CO + (\%CO_2)_a} \times \frac{5744}{GCV \text{ of fuel}} \times 100$	0.000	0.000
Heat loss due radiation and convection	L_6	%	$\left(0.548 \times [(T_f/55.55)^4 - (T_a/55.55)^4] + 1.957 \times (T_f - T_a)^{1.16} \times \sqrt{\frac{196.85V_a + 689}{68.9}}\right) \times \frac{A_{boiler}}{m_{fuel} \times GCV}$	0.004	0.004
Heat loss due to unburnt in fly ash	L_7	%	$\frac{Total \text{ ash collected/kg of fuel burnt} \times GCV_{fly \text{ ash}}}{GCV_{fuel}} \times 100\%$	0.000	0.000
Heat loss due to unburnt in bottom ash GCV of bottom ash	L_8	%	$\frac{Total \text{ ash collected/kg of fuel burnt} \times GCV_{bottom \text{ ash}}}{GCV_{fuel}} \times 100\%$	0.000	0.000
Uncountable loss			Estimasi oleh Unit PLTU Rembang	1.230	1.230
Total Heat Loss	L_T	%	Total Heat Loss = $L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8 + \text{Losses Uncount}$	10.009	12.356
Efisiensi Boiler		%	100 - Total Heat Loss	89.991	87.644



Lampiran 6 : Perhitungan Efisiensi Boiler – *Direct Method*

Perhitungan Efisiensi Boiler (*Direct Method*) menggunakan persamaan yang telah dijelaskan pada bab 2.4.1. Berikut ini merupakan hasil perhitungan efisiensi boiler menggunakan *direct method*:

Item	Symbol	Unit	Formula	Komisioning Oktober 2011	Performance 21 Mei 2014 BB
EFFISIENSI BOILER METHODE INPUT-OUTPUT					
Energy from Coal	E_{fuel}	kJ/hr	= Fuel flow rate X GCV	3,255,011,159.41	3,241,905,639.62
Energy Steam-Feed Water	E_{st-fw}	kJ/hr	=(Steam flow rate X Steam Enthalpy) - (Feedwater flow rate X Feedwater Enthalpy)	1,947,130,680.00	1,948,796,403.86
Energy Hot Reheat-Cold Reheat	E_{hr-cr}	kJ/hr	=(Hot Reheat flow rate X Hot Reheat Enthalpy) - (Cold Reheat flow rate X Cold Reheat Enthalpy)	444,688,436.00	386,773,821.50
Efisiensi Boiler		%	$E_{fuel} - (E_{st-fw} + E_{hr-cr})$	73.481	72.043

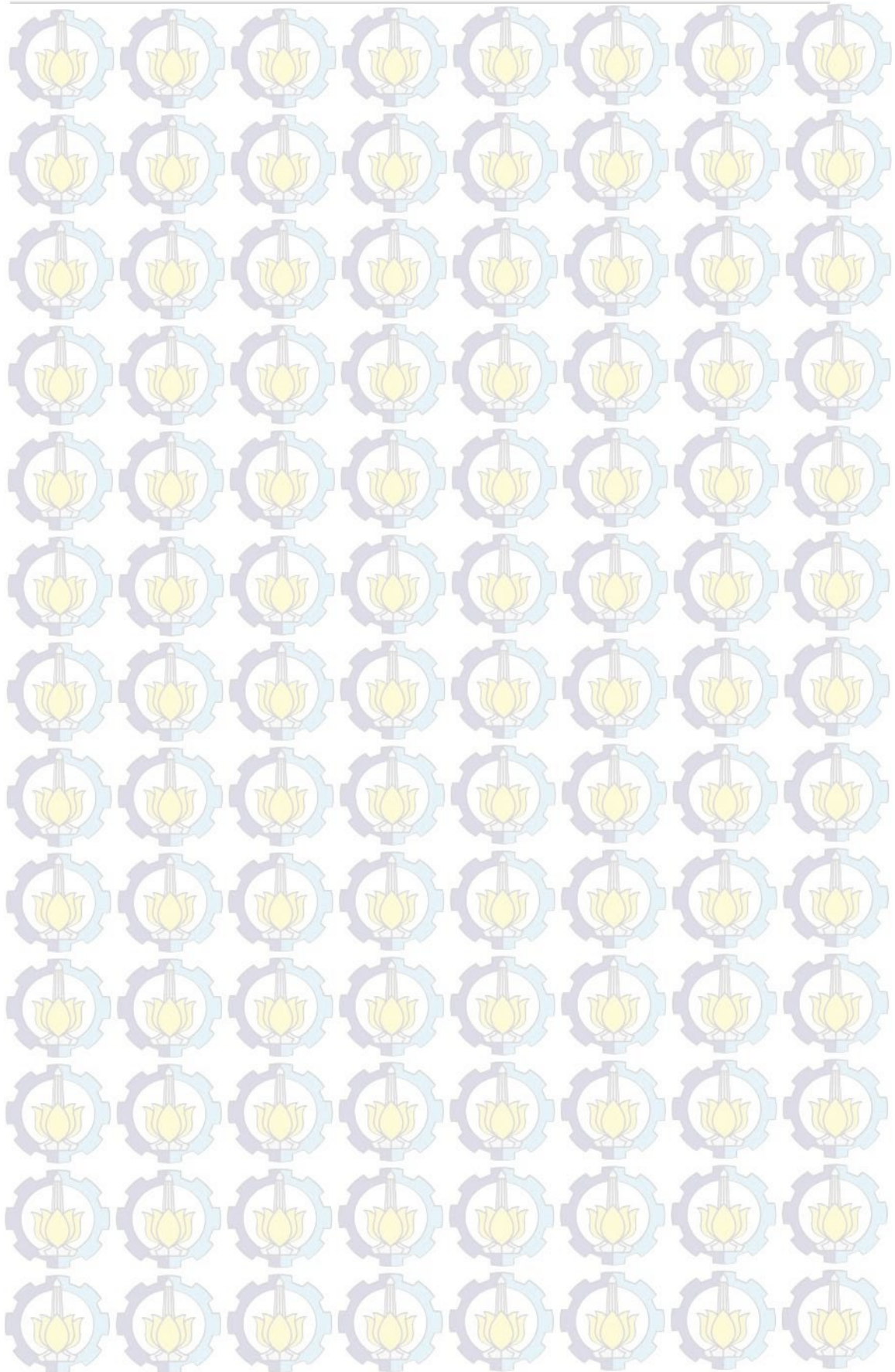


Lampiran 7 : Perhitungan udara pembakaran variasi

	A (Kg/hr)	B (Kg/hr)	Air-Coal		Oxy25-Coal		Oxy30-Coal	
			Total	Kg/s	Kg/s	Kg/hr	Kg/s	Kg/hr
FD Fan	364233.41	364233.41	728466.81	202.352	169.976	611912	141.646	509927
PA Fan	210079.97	210079.97	420159.94	116.711				

Secondary Air Inlet	AF	Oxy25	Oxy30
Mass flow rate (kg/s)	202.352	169.976	141.646
Jumlah O2 (kg/s)	42.4939	42.4939	42.4939
N2	159.858	127.482	99.1524
Air inlet (kg/s)	202.352	161.369	125.509
Penambahan O2 (kg/s)	0	8.60636	16.1369
% O2	0	5.06329	11.3924

	Air-Coal	Oxy25-Coal	Oxy30-Coal
	182116.70	152978.03	127481.69
OFA	7.35	6.18	5.15
EE	8.16	6.86	5.71
Coal E	0.00	0.00	0.00
Oil DE	6.07	5.10	4.25
Coal D	7.29	7.29	7.29
DD	5.32	4.47	3.72
CC	5.87	4.93	4.11
Coal C	7.29	7.29	7.29
Oil BC	6.15	5.17	4.31
Coal B	7.29	7.29	7.29
Oil AB	6.01	5.05	4.21
Coal A	7.29	7.29	7.29
AA	5.66	4.76	3.96
TOTAL	79.77	71.67	64.57

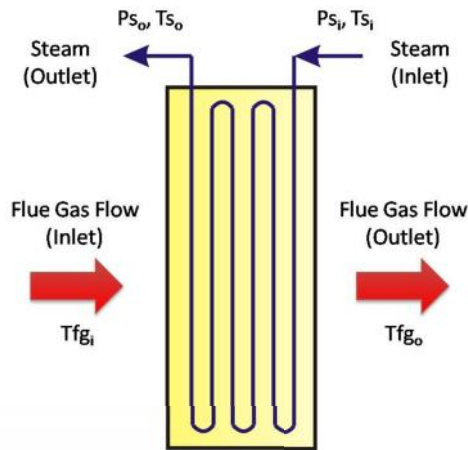


*Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember*



LAMPIRAN

Lampiran 1: Perhitungan Heat Flux (Sisi Feed Water)



Gambar 2.6 Heat exchanger

$$q = \dot{m}_{steam} \cdot C_{p_{steam}} \cdot \Delta T = \dot{m}_{fg} \cdot C_{p_{fg}} \cdot \Delta T \quad (2.28)$$

$$q'' = q/A \quad (2.29)$$

$$q''' = q/Vol \quad (2.30)$$

Kalor Masuk = HHV \times Coal Flow Rate

Total Kalor yang diserap (Q_{Tot}) = Kalor masuk \times Efisiensi boiler

$$q_{HE} = q_{eco} + q_{MRH} + q_{FRH} + q_{PDSH} + q_{PLSH} + q_{CSH} + q_{FSH}$$

$$q_{wall\ tube} = Q_{Tot} - q_{HE}$$

$$q_{wall\ tube}'' = \frac{q_{wall\ tube}}{A_{wall\ tube}}$$



HHV (rata-rata)	(kJ/kg)	19748.4
Coal Flowrate	(kg/s)	45.58548818
Kalor Masuk	(kJ/s)	900240.4547
Efisiensi Boiler	-	87.600%
Kalor yang diserap Tot	(kJ/s)	788,609.23

Heater	Flow rate	C_p air	T_{inlet}	T_{outlet}	Volume	Area	Q	%heat flux	Heat Flux	
	(kg/s)	(kJ/kg K)	°C	°C	m ³	m ²	Watt			
Economizer	259.0648	2.02	277.3	353.8	491.08	-	-40017516	5.1%	-81488.40	Watt/m ³
Medium RH	222.5312	2.03	281.3	369.4	364.02	-	-39712094.25	5.0%	-109091.97	Watt/m ³
Final RH	222.5312	2.08	288.3	538.4	251.37	-	-115622483.2	14.7%	-459961.50	Watt/m ³
Panel Div SH	259.0648	2.10	435.0	469.4	1453.31	-	-18760955.64	2.4%	-12909.16	Watt/m ³
Cold SH	259.0648	2.07	353.8	435.0	547.91	-	-43444802.94	5.5%	-79292.57	Watt/m ³
Platen SH	259.0648	2.12	438.4	509.8	354.28	-	-39159149.13	5.0%	-110531.02	Watt/m ³
Final SH	259.0648	2.15	501.4	540.5	220.67	-	-21771923.9	2.8%	-98662.66	Watt/m ³
Wall Tube	-	-	-	-	-	2859.4	-470120308.9	59.6%	-164411.60	Watt/m ²



Lampiran 2: Perhitungan Porosity & Inertial Resistance

Porosity:

$$\text{Porosity} = \frac{\text{Volume ruang kosong}}{\text{Volume Heat Exchanger}}$$

$$\text{Porosity} = \frac{\text{Volume Heat Exchanger} - \text{Volume tube}}{\text{Volume Heat Exchanger}}$$

Heat Exchanger	Diameter tube (m)	Panjang Tube (m)	Jumlah tube	Volume Tube (m ³)	Volume Heat Exchanger (m ³)	Porosity
Panel Div SH1	0.051	15.00	6048	185.23	726.653106	0.75
Panel Div SH2	0.051	15.00	6048	185.23	726.653106	0.75
Platen SH	0.054	15.00	2050	70.39	354.281994	0.80
Medium RH	0.06	13.75	864	33.57	364.0239812	0.91
Final RH	0.06	11.50	832	27.03	251.3742635	0.89
Final SH	0.051	10.04	1886	29.00	220.6703532	0.87
Cold SH	0.057	10.10	6384	164.45	1327.454647	0.88
Economizer	0.051	1.36	2496	13.82	491.0823401	0.97

Inertial Resistance

$$C_2 = \frac{1}{C^2} \frac{(A_p/A_f)^2 - 1}{t}$$

A_f = the free area or total area of the holes

A_p = the area of the plate (solid and holes)

$$C_2 = \frac{1}{C^2} \frac{\left(\frac{A_p}{A_f} \right)^2 - 1}{t}$$

Keterangan:

A_f = the free area or total of the holes

A_p = the area of the plate (solid and holes)

t = heat exchanger's thickness

C = a coefficient that has been tabulated for various Reynolds-number ranges and for various, for $\frac{D}{t} > 1,6$ and for $Re > 4000$ the coefficient takes a value of approximately 0.98, where the Reynolds number is based on hole diameter and velocity in the holes

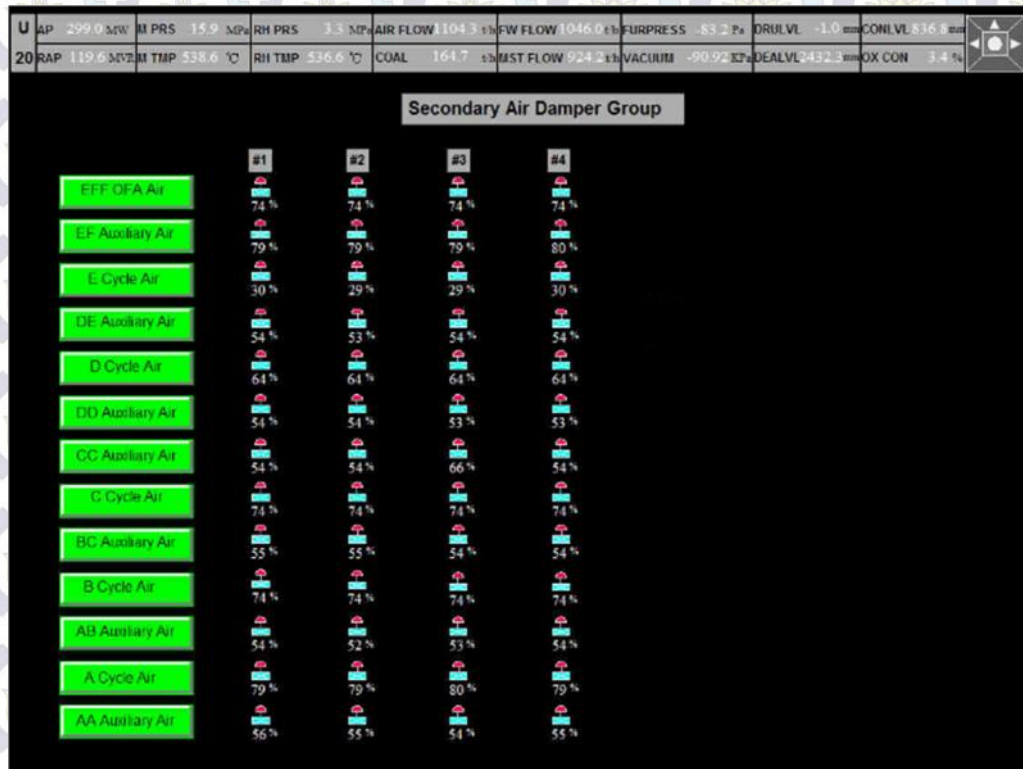


Arah X	Af	Ap	C	thickness (t)	C ₂
Panel Division	134.919	220.599	0.98	3.294	0.5290
Platen SH	154.179	220.599	0.98	1.606	0.6789
Medium RH	175.8202	202.2209	0.98	1.89	0.1779
Final RH	124.9127	169.0538	0.98	1.56	0.5551
Final SH	105.667	147.6543	0.98	2.346	0.4228
CSH	-	-	-	-	-
Economizer	-	-	-	-	-

Arah Y	Af	Ap	C	thickness (t)	C ₂
Panel Division	61.18934	98.82	0.98	15	0.1116
Platen SH	16.97863	24.09	0.98	15	0.0703
Medium RH	-	-	-	-	-
Final RH	-	-	-	-	-
Final SH	-	-	-	-	-
CSH	135.3011	145.4483	0.98	10.4	0.0156
Economizer	92.99171	145.4483	0.98	4.56	0.3303



Lampiran 3: Perhitungan Mass Flow Rate Udara Primer & Udara Sekunder



% Buka	Valve#1	Valve#2	Valve#3	Valve#4	Rata-rata
OFA	74	74	74	74	74
EE	79	79	79	80	79
Coal E	30	29	29	30	30
Oil DE	54	53	54	54	54
Coal D	64	64	64	64	64
DD	54	54	53	53	54
CC	54	54	66	54	57
Coal C	74	74	74	74	74
Oil BC	55	55	54	54	55
Coal B	74	74	74	74	74
Oil AB	54	52	53	54	53
Coal A	79	79	80	79	79
AA	56	55	54	55	55

Data Mass Flow Udara Primer dan Sekunder

	kg/hr	kg/s	Flow/corner (kg/s)*
Secondary Air Flow	728466.8	202.3519	50.588



Primary Air Flow	420159.9	116.7111	29.178
Total Air Flow	1148627	319.063	79.766

$$* \frac{\text{Flow}}{\text{corner}} = \frac{\text{Mass Flow}}{\# \text{ corner}} = \frac{\text{Mass Flow}}{4}$$

Area Efektif = Luas Penampang Damper × % Buka Valve

$$\text{Mass Flow Rate Secondary} = \frac{A_A}{A_S} \times \text{Mass flow rate/corner}$$

$$\text{Mass Flow Rate Primary} = \frac{A_C}{A_P} \times \text{Mass flow rate/corner}$$

$$\text{Total area efektif Primer } (A_p) = \text{Total } A_C \text{ A,B,C,D,E}$$

$$\text{Total area efektif Sekunder } (A_S) = A_{Tot} - A_p$$

Keterangan :

A_C = area efektif coal damper

A_A = area efektif air damper (secondary air, oil damper & OFA)

A_P = total area efektif primer

A_S = total area efektif sekunder

A_{Tot} = total keseluruhan area efektif

Total Area Efektif Sekunder	1.022072 m ²
Total Area Efektif Primer	0.561954 m ²



Damper	Lebar (m)	Tebal (m)	Area (m ²)	% Bukaan Valve	Area efektif (m ²)	Mass Flow Rate (kg/s)
OFA	0.55	0.365	0.201	0.74	0.149	7.35
EE	0.57	0.365	0.208	0.79	0.165	8.16
Coal E	0.48	0.365	0.175	0.30	0.052	-
Oil DE	0.57	0.4	0.228	0.54	0.123	6.07
Coal D	0.48	0.365	0.175	0.64	0.112	7.29
DD	0.55	0.365	0.201	0.54	0.107	5.32
CC	0.57	0.365	0.208	0.57	0.119	5.87
Coal C	0.48	0.365	0.175	0.74	0.130	7.29
Oil BC	0.57	0.4	0.228	0.55	0.124	6.15
Coal B	0.48	0.365	0.175	0.74	0.130	7.29
Oil AB	0.57	0.4	0.228	0.53	0.121	6.01
Coal A	0.48	0.365	0.175	0.79	0.139	7.29
AA	0.57	0.365	0.208	0.55	0.114	5.66



Lampiran 4 : Data Operasi PLTU Rembang Komissioning & Performance Test tanggal 21 Mei 2014

Item	Symbol	Unit	Komissioning	Performance
			Oktober 2011	21 Mei 2014 BB
INPUT DATA				
LOAD				
Fuel firing rate		kg/hr	152,380.00	164,107.76
Steam generation rate		kg/hr	927,300.00	926,907.75
Steam temperature		°C	534.23	538.00
Steam pressure		MPa	16.38	15.85
Steam Enthalpy		KJ/kg	3,391.60	3,408.20
Feed water flow		kg/hr	990,000.00	999,166.67
Feed water temperature		°C	275.66	275.88
Feed water pressure		MPa	18.49	17.80
Feed water enthalpy		KJ/kg	1,210.00	1,211.30
Cold Reheat Steam Flow		kg/hr	779,800.00	819,436.06
Cold Reheat Steam Temperature		°C	333.74	332.00
Cold Reheat Steam pressure		MPa	3.85	3.26
Cold Reheat Steam Enthalpy		KJ/kg	3,056.00	3,066.80
Hot Reheat Steam Flow		kg/hr	797,270.00	819,436.06
Hot Reheat Steam Temperature		°C	542.20	537.44
Hot Reheat Steam pressure		MPa	3.63	3.25
Hot Reheat Steam Enthalpy		KJ/kg	3,546.80	3,538.80
Raw coal sampling				
Carbon	C _{ar}	kg/kg	0.4785	0.582
Hydrogen	H _{ar}	kg/kg	0.032	0.040
Oxygen	O _{ar}	kg/kg	0.107	0.140
Nitrogen	N _{ar}	kg/kg	0.012	0.010
Sulfur	S _{ar}	kg/kg	0.007	0.003
Moisture	M _{ar}	kg/kg	0.265	0.277
Ash	A _{ar}	kg/kg	0.099	0.056
Volatile			0.329	0.335
HHV	H _f	kCal/kg	5,086	4,726
HHV	H _f	kJ/kg	21,361	19,755
Reference Air				
Primary air temperature entering AH A		°C	50.08	50.11
Primary air temperature entering AH B		°C	50.08	50.11
Secondary air temperatur entering AH A		°C	34.21	34.24
Secondary air temperatur entering AH B		°C	34.21	34.24
Primary air temperature Outlet AH A		°C	159.51	162.20
Primary air temperature Outlet AH B		°C	159.51	162.20
Secondary air temperatur Outlet AH A		°C	320.86	333.74
Secondary air temperatur Outlet AH B		°C	320.86	333.74
FD Fan inlet Temperature1		°C	31.78	31.81
FD Fan inlet Temperature2		°C	31.78	31.81
FD Fan air flow1		t/h	389,929.97	364,233.41
FD Fan air flow2		t/h	389,929.97	364,233.41
PA Fan A air flow		t/h	170,759.98	210,079.97
PA Fan B air flow		t/h	170,759.98	210,079.97
Total Air Flow		t/h	1,121,379.91	1,148,626.75
Reference Gas				
Flue Gas temperature at AH A inlet		°C	381.90	383.19
Flue Gas temperature at AH B inlet		°C	381.90	383.19
Flue Gas temperature at AH A outlet		°C	159.51	162.20
Flue Gas temperature at AH B outlet		°C	159.51	162.20
Flue Gas Analysis				
Oxygen inlet AH A		%	0.019	0.000
Oxygen inlet AH B		%	0.019	0.000
Oxygen Outlet AH A		%	0.040	0.040
Oxygen Outlet AH B		%	0.040	0.040



Lampiran 5: Perhitungan Efisiensi Boiler – *Indirect Method*

Perhitungan Efisiensi Boiler (*Indirect Method*) menggunakan persamaan yang telah dijelaskan pada bab 2.4.2. Untuk menghitung efisiensi boiler dengan metode tidak langsung terlebih dulu dilakukan perhitungan *stoichiometric air fuel ratio* dan *excess air*. Berikut ini merupakan hasil perhitungan efisiensi boiler menggunakan *indirect method*:

Item	Symbol	Unit	Formula	Komisioning Oktober 2011	Performance 21 Mei 2014 BB
PERHITUNGAN STOICHIOMETRIC AIR FUEL RATIO DAN EXCESS AIR					
Theoretical air required for complete combustion		kg/kg of coal	$\frac{[(11,6 \times C) + \{34,8 \times (H_2 - O_2/8)\} + (4,35 \times S)]}{100}$	6.219	7.544
Moles of N_2			$\frac{Wt \text{ of } N_2 \text{ in theoretical air}}{Mol. wt \text{ of } N_2} + \frac{Wt \text{ of } N_2 \text{ in fuel}}{Mol. wt \text{ of } N_2}$	0.171	0.208
Moles of C			$\frac{Wt \text{ of } C \text{ in fuel}}{Mol. wt \text{ of } C}$	0.040	0.048
% CO_2 at theoretical condition $(CO_2)_t$		%	$\frac{Moles \text{ of } C}{Moles \text{ of } N_2 + Moles \text{ of } C}$	18.868	18.915
Actual CO_2 measured in flue gas $(CO_2)_a$		%	$\frac{CO_2 \text{ Inlet AH A} + CO_2 \text{ Inlet AH B}}{2}$	14.500	16.007
% Excess air supplied (EA)	EA	%	$\frac{7900 \times [(CO_2\%)_t - (CO_2\%)_a]}{(CO_2\%)_a \times [100 - (CO_2\%)_t]}$	29.329	17.701
Actual mass of air supplied	AAS	kg/kg of Coal	$[1 + \frac{EA}{100}] \times \text{theoretical air}$	8.043	8.879
Mass of dry flue gas		kg/kg of Coal	Mass of CO_2 + Mass of N_2 content in the fuel + Mass of N_2 in the combustion air supplied + mass of oxygen in flue gas	8.379	9.287
EFFISIENSI BOILER METODE HEAT LOSS					
Heat loss in dry flue gas	L_1	%	$L_1 = \frac{K(T - t)}{\%CO_2}$	1.835	2.453
Heat loss due to formation of water from H_2 in fuel	L_2	%	$\frac{9 \times H_2 \times [584 + C_p(T_f - T_a)]}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100$	3.576	4.871
Heat loss due to moisture in fuel	L_3	%	$\frac{M \times [584 + C_p(T_f - T_a)]}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100$	3.321	3.746
Heat loss due to moisture in air	L_4	%	$\frac{AAS \times humidity \times C_p(T_f - T_a)}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100$	0.043	0.052
Heat loss due to partial conversion of CO	L_5	%	$\frac{\%CO \times C}{\%CO + (\%CO_2)_a} \times \frac{5744}{GCV \text{ of fuel}} \times 100$	0.000	0.000
Heat loss due radiation and convection	L_6	%	$\left(0.548 \times [(T_f/55.55)^4 - (T_a/55.55)^4] + 1.957 \times (T_f - T_a)^{1.25} \times \sqrt{\frac{196.85V_a + 689}{68.9}}\right) \times \frac{A_{boiler}}{m_{fuel} \times GCV}$	0.004	0.004
Heat loss due to unburnt in fly ash	L_7	%	$\frac{Total \text{ ash collected/kg of fuel burnt} \times GCV_{fly \text{ ash}}}{GCV_{fuel}} \times 100\%$	0.000	0.000
Heat loss due to unburnt in bottom ash GCV of bottom ash	L_8	%	$\frac{Total \text{ ash collected/kg of fuel burnt} \times GCV_{bottom \text{ ash}}}{GCV_{fuel}} \times 100\%$	0.000	0.000
Uncountable loss			Estimasi oleh Unit PLTU Rembang	1.230	1.230
Total Heat Loss	L_T	%	Total Heat Loss = $L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8 + \text{Losses Uncount}$	10.009	12.356
Efisiensi Boiler		%	100 - Total Heat Loss	89.991	87.644



Lampiran 6 : Perhitungan Efisiensi Boiler – *Direct Method*

Perhitungan Efisiensi Boiler (*Direct Method*) menggunakan persamaan yang telah dijelaskan pada bab 2.4.1. Berikut ini merupakan hasil perhitungan efisiensi boiler menggunakan *direct method*:

Item	Symbol	Unit	Formula	Komisioning Oktober 2011	Performance 21 Mei 2014 BB
EFFISIENSI BOILER METHODE INPUT-OUTPUT					
Energy from Coal	E_{fuel}	kJ/hr	= Fuel flow rate X GCV	3,255,011,159.41	3,241,905,639.62
Energy Steam-Feed Water	E_{st-fw}	kJ/hr	=(Steam flow rate X Steam Enthalpy) - (Feedwater flow rate X Feedwater Enthalpy)	1,947,130,680.00	1,948,796,403.86
Energy Hot Reheat-Cold Reheat	E_{hr-cr}	kJ/hr	=(Hot Reheat flow rate X Hot Reheat Enthalpy) - (Cold Reheat flow rate X Cold Reheat Enthalpy)	444,688,436.00	386,773,821.50
Efisiensi Boiler		%	$E_{fuel} - (E_{st-fw} + E_{hr-cr})$	73.481	72.043

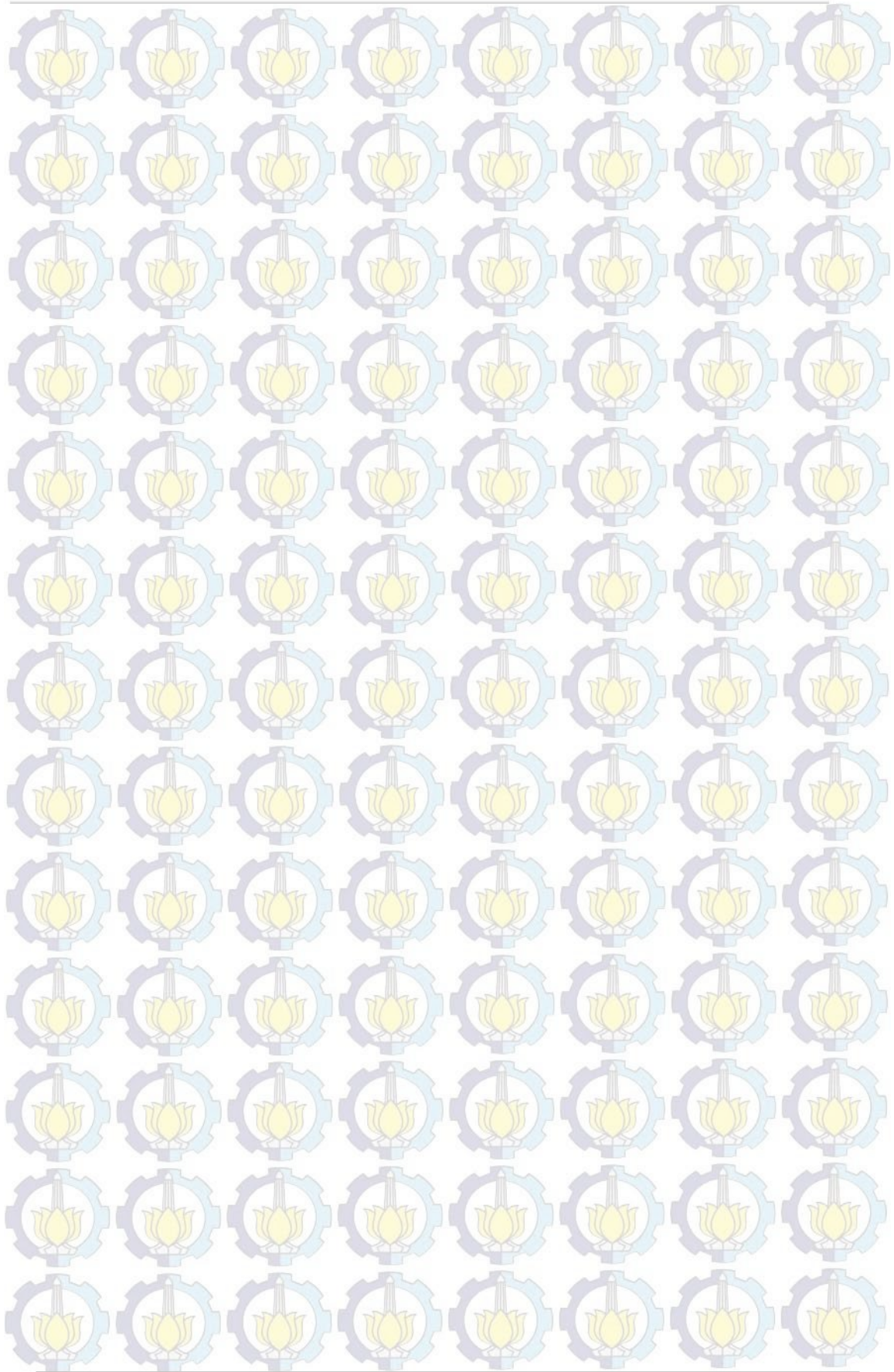


Lampiran 7 : Perhitungan udara pembakaran variasi

	A (Kg/hr)	B (Kg/hr)	Air-Coal		Oxy25-Coal		Oxy30-Coal	
			Total	Kg/s	Kg/s	Kg/hr	Kg/s	Kg/hr
FD Fan	364233.41	364233.41	728466.81	202.352	169.976	611912	141.646	509927
PA Fan	210079.97	210079.97	420159.94	116.711				

Secondary Air Inlet	AF	Oxy25	Oxy30
Mass flow rate (kg/s)	202.352	169.976	141.646
Jumlah O2 (kg/s)	42.4939	42.4939	42.4939
N2	159.858	127.482	99.1524
Air inlet (kg/s)	202.352	161.369	125.509
Penambahan O2 (kg/s)	0	8.60636	16.1369
% O2	0	5.06329	11.3924

	Air-Coal	Oxy25-Coal	Oxy30-Coal
	182116.70	152978.03	127481.69
OFA	7.35	6.18	5.15
EE	8.16	6.86	5.71
Coal E	0.00	0.00	0.00
Oil DE	6.07	5.10	4.25
Coal D	7.29	7.29	7.29
DD	5.32	4.47	3.72
CC	5.87	4.93	4.11
Coal C	7.29	7.29	7.29
Oil BC	6.15	5.17	4.31
Coal B	7.29	7.29	7.29
Oil AB	6.01	5.05	4.21
Coal A	7.29	7.29	7.29
AA	5.66	4.76	3.96
TOTAL	79.77	71.67	64.57



*Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember*